



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

ANSSI HÄMÄLÄINEN
TEOLLISUUSVAIHTTEEN LÄMMÖNKEHITYKSEN JA
JÄÄHDYTYKSEN LASKENTA

Diplomityö

Tarkastaja: professori Reijo Karvinen
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Teknisten tieteiden tiedekuntaneuvos-
ton kokouksessa 4. toukokuuta 2016

TIIVISTELMÄ

ANSSI HÄMÄLÄINEN: Teollisuusvaihteen lämmönkehityksen ja jäähdytyksen laskenta

Tampereen teknillinen yliopisto

Diplomityö, 45 sivua, 24 liitesivua

Heinäkuu 2016

Konetekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma

Pääaine: Koneiden ja järjestelmien suunnittelu

Tarkastaja: professori Reijo Karvinen

Avainsanat: teollisuusvaihte, tehohäviö, lämpö, jäähtymisteho, terminen teho

Tämän diplomityön tavoitteena oli löytää kirjallisuudesta laskentamenetelmiä, joilla teollisuusvaihteen tehohäviöt, jäähtymisteho sekä vaihteen mitoituksessa käytettävä terminen teho voidaan laskea. Tämän työn tehohäviöiden teoria keskittyy pääasiassa standardoituihin laskentamalleihin, jotka perustuvat eurooppalaisten tutkijoiden, yliopistojen ja tutkimuslaitosten työhön. Vaihteen jäähtymistehon laskentaa varten esitetään lämmönsiirron teoreettinen tausta, sekä yksinkertaiset analyyttiset laskentakaavat.

Tehohäviöt, jäähtymisteho sekä terminen teho laskettiin kolmelle Santasalo Gears Oy:n vaihteelle erilaisilla menetelmillä, tavoitteena löytää Santasaloon vaihteille sopiva vaihtoehtoinen laskentatapa termiselle teholle. Laskentamenetelmiä sekä niillä saatuja tuloksia verrattiin keskenään, ja syitä tulosten eroavaisuuksiin pohdittiin. Lasketuissa tehohäviöissä, jäähtymistehoissa sekä termisissä tehoissa oli huomattavia eroja. Suurimmat erot olivat hammaspyörän kuormasta riippuvissa tehohäviöissä ja konvektiivisessa lämmönsiirrossa. Työn tuloksena todetaan, että tutkituista menetelmistä parhaiten Santasaloon käyttöön sopii standardin ISO/TR 14179-2 mukainen laskentatapa, mutta laskennan tarkkuus ja luotettavuus on varmennettava koeajoilla.

ABSTRACT

ANSSI HÄMÄLÄINEN: Calculation of power losses and cooling of an industrial gear unit

Tampere University of Technology

Master of Science Thesis, 45 pages, 24 Appendix pages

July 2016

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

Major: Design of Machines and Systems

Examiner: Professor Reijo Karvinen

Keywords: industrial gear, gear, power loss, heat, cooling, thermal rating,

In this Master's Thesis, different methods for calculating thermal rating of industrial gear units are introduced. Thermal rating is calculated by estimating power losses and cooling power of the gearbox. Calculation methods for power losses introduced in this work are mostly standardized methods, which are based on work done by European researchers, universities and research centers. Background for calculation of cooling power is presented by using simplified equations for heat transfer.

To find a suitable calculation method for power losses, cooling power and thermal rating of Santasalo Gear's gear units, three different types of gears were calculated. Calculations were done with different methods and results were compared and discussed. It was shown that calculated values for power loss, cooling power and thermal rating vary significantly between different methods. Conclusion was, that calculation of thermal rating according to standard ISO/TR 14179-2 is suitable for Santasalo's gear units, but the accuracy and reliability should be confirmed with test runs.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö tehtiin Santasalo Gears Oy:lle Hyvinkään toimipisteessä. Tarkastajana toimi Tampereen teknillisen yliopiston professori Reijo Karvinen.

Haluan kiittää yrityksen työntekijöitä sekä työn tarkastajaa hyvistä neuvoista ja opastuksesta työn edetessä. Erityiskiitokset haluan esittää työtä ohjanneelle Juhani Hämäläiselle jatkuvasta kannustuksesta ja ohjauksesta, sekä Martti Kuutille teknisestä ja tiedonhankintaan liittyvästä tuesta.

Hyvinkäällä, 4.7.2016

Anssi Hämäläinen

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
2.	TEHOHÄVIÖIDEN JA JÄÄHTYMISTEHON LASKENNAN TEORIA	4
2.1	Johdanto	4
2.2	Vaihteen tehohäviöt	4
2.2.1	Hammaspyörän kuormasta riippuva tehohäviö	5
2.2.2	Hammaspyörän kuormasta riippumattomat häviöt	11
2.2.3	Laakerin tehohäviöt	14
2.2.4	Tiivisteiden tehohäviöt	18
2.3	Vaihteen jäähdytystehon laskenta	20
2.3.1	Luonnollinen konvektio	22
2.3.2	Pakotettu konvektio	24
2.3.3	Jäähdytysriipojen siirtämä lämpövirta	25
2.3.4	Lämpösäteilijä	26
2.3.5	Johtuminen	27
2.3.6	Vaihteen asennuskorkeuden vaikutus jäähdytykseen	28
3.	VAIHTTEEN TEHOHÄVIÖIDEN JA JÄÄHTYMISTEHON LASKENTA	30
3.1	Johdanto laskentamalleihin	30
3.2	1-portaisen vaakavaihteen laskennan tulokset	31
3.3	2-portaisen pystyvaihteen laskennan tulokset	33
3.4	3-portaisen vaakavaihteen laskennan tulokset	37
3.5	Laskentatulosten tulkinta	39
4.	YHTEENVETO	40
	LÄHTEET	42

LIITE A: KITKAKERTOIMEN VERTAILU, FZG TYPE C

LIITE B: LAAKERIHÄVIÖT MENETELMILLÄ PALMGREN JA SKF 2004

LIITE C: VAIHTEIDEN MITAT JA KOMPONENTIT

LIITE D: 2-PORTAISEN PYSTYVAIHTTEEN JÄÄHTYMISTEHO MENETELMÄLLÄ FUNCK / FVA 197 / ISO/TR 14179-2

LIITE E: HAMMASPYÖRÄN KUORMASTA RIIPPUVA JA KUORMASTA RIIPPUMATON TEHOHÄVIÖ (AGMA/ISO 14179-1)

LIITE F: 2-PORTAISEN VAIHTTEEN JÄÄHTYMISTEHO LÄMMÖNSIIRRON LASKENTAKAAVOILLA

LIITE G: TERMISEN TEHON LASKENTAOHJE SAD3000

LYHENTEET JA MERKINNÄT

AGMA	American Gear Manufacturers Association
EHD	Elastohydrodynaaminen
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
NBR	Nitrile butadiene rubber, nitrilikumi
PAO	Polyalfaolefiini
A	pinta-ala
A_G	kotelon pinta-ala otsaleikkaustasossa
b	hammaspyörän leveys [mm]
b_f	jäähdytysrivän paksuus [mm]
b_0	hammaspyörän leveyden referenssiarvo ($b_0 = 10$ mm)
b_w	hammaspyörän tehollinen leveys [mm]
C_p	ominaislämpökapasiteetti [J/K·kg]
C_{sp}	vatkaushäviökerroin
d_1	jakohalkaisija, ensiö [mm]
d_m	laakerin keskihalkaisija [mm]
d_{sh}	akselin halkaisija [mm]
d_w	vierintähalkaisija [mm]
e	luonnollisen logaritmin kantaluku
F	normaalivoima [N]
F_{bt}	hampaan normaalivoima perusympyrällä [N]
f_0	laakerin geometriasta riippuva kokeellinen kerroin
f_l	laakerin tyypistä ja voitelutilanteesta riippuva kerroin
f_m	kitkakerroin
G_{rr}	laakerityypistä riippuva kerroin joka kuvaa laakerikuorman vaikutusta vierintävastukseen
Gr_x	Grashofin luku
G_{sl}	laakerityypistä riippuva kerroin joka kuvaa laakerikuorman vaikutusta liukukitkaan
g	putoamiskiihtyvyys ($g = 9,81$ m/s ²)
g_l	laakerin kuormituksen suunnasta riippuva kerroin
h	lämmönsiirtokerroin [W/m ² K]
h_c	kontaktipisteen korkeus upotetun hammaspyörän alimmasta kohdasta mitattuna
h_{e0}	hampaan kärjen upotussyvyyden referenssiarvo ($h_{e0} = 10$ mm)
h_{e1}	hampaan kärjen upotussyvyys, ensiö [mm]
h_{e2}	hampaan kärjen upotussyvyys, toisio [mm]
$h_{e,max}$	maksimiupotussyvyys [mm]
h_{oil}	lämmönsiirtokerroin öljyn ja kotelon välillä [W/m ² K]
h_x	lämmönsiirtokerroin
H_v	tehohäviökerroin
H_s	liukumissuhde rynnön alussa
H_t	liukumissuhde rynnön lopussa
K	käyttökerroin
k	lämmönjohtavuus [W/mK]
k_0	profiilinsiirtokertoimien summaa kuvaava kerroin

l	pituus [m]
l_f	jäähdytysrivan korkeus [m]
l_h	hydraulinen pituus [m]
l_x	karakteristinen mitta [m]
M_l	laakerin kuormasta riippuva häviömomentti [Nm]
M_0	laakerin kuormasta riippumaton häviömomentti [Nm]
M	vipuvoimasuhde
M_{drag}	laakerin voiteluaineen vastuksesta aiheutuva häviömomentti [Nm]
M_H	hydraulinen häviömomentti [Nm]
M_{rr}	laakerin vierinnästä aiheutuva kitkamomentti [Nm]
M_{seal}	laakerin tiivisteistä aiheutuva kitkamomentti [Nm]
M_{sl}	laakerin liukumisesta aiheutuva kitkamomentti [Nm]
M_{VL}	laakerin häviömomentti [Nm]
m	jäähdytysrivan geometrinen kerroin
m_n	normaalimoduli
n	pyörimisnopeus [1/min]
Nu	Nusseltin luku, keskimääräinen
Nu_x	Nusseltin luku, paikallinen
P_l	ekvivalentti laakerikuorma [N]
P_a	käyttöteho [kW]
Pr	Prandtlin luku
P_V	vaihteen tehohäviö [kW]
P_{VD}	tiivisteiden kuormasta riippumaton tehohäviö [kW]
P_{VL}	laakereiden tehohäviö [kW]
P_{VZ}	hammaspyöräparin kuormasta riippuva tehohäviö [kW]
P_{VZ0}	hammaspyöräparin kuormasta riippumaton tehohäviö [kW]
Q	lämpövirta [W]
R_a	pinnankarheuden keskipoikkeama [μm]
Re	Reynoldsin luku
r_w	vierintäsäde [m]
T_{oil}	öljyn lämpötila [$^{\circ}\text{C}$]
T_s	pinnan lämpötila [$^{\circ}\text{C}$]
T_{∞}	ympäristön lämpötila [$^{\circ}\text{C}$]
t	seinämän paksuus [m]
U_M	kotelon piiri otsaleikkaustasossa [m]
u	välityssuhde
V_0	öljyn tilavuusvirran referenssi ($V_0 = 2 \text{ l/min}$)
V_{oil}	öljyn tilavuusvirta [l/min]
v_s	öljysuihkun nopeus [m/s]
v_t	kehänopeus [m/s]
v_{t0}	kehänopeuden referenssiarvo, ($v_{t0} = 10 \text{ m/s}$)
v_{Σ}	summanopeuden resultantti [m/s]
$v_{\Sigma m}$	keskimääräinen summanopeuden resultantti [m/s]
X_L	voiteluainekerroin
X_R	pinnankarheuskerroin
z_1	hammasluku, ensiöpyörä
z_2	hammasluku, toisiöpyörä

α_n	normaaliryntökulma [°]
α_t	otsaryntökulma [°]
α_w	ryntökulma vierintäpinnalla [°]
α_{wt}	otsavierintäryntökulma [°]
β	vinouskulma [°]
β_b	vinouskulma perusympyrällä [°]
β_w	vinouskulma vierintäympyrällä [°]
β_x	fluidin lämpölaajenemiskerroin
ε_1	geometrinen kerroin, ensiö
ε_2	geometrinen kerroin, toisio
ε_a	ryntösuhde
η	dynaaminen viskositeetti [mPa·s]
η_M	keskimääräinen öljyn dynaaminen viskositeetti [mPa·s]
μ_{mz}	keskimääräinen kitkakerroin
η_{oil}	öljyn dynaaminen viskositeetti käyntilämpötilassa [mPa·s]
μ_{EHL}	kitkakerroin elastohydrodynaamisessa voitelutilanteessa
μ_{bl}	kitkakerroin rajavoitelutilanteessa
μ_{sl}	vierintälaakerin kitkakerroin
ν	kinemaattinen viskositeetti [mm ² /s]
ν_{40}	öljyn kinemaattinen viskositeetti lämpötilassa 40°C [mm ² /s]
ν_{oil}	öljyn kinemaattinen viskositeetti käyntilämpötilassa [mm ² /s]
ν_x	fluidin kinemaattinen viskositeetti [mm ² /s]
ρ	ekvivalentti kaarevuussäde jakohalkaisijalla [mm]
ρ_m	keskimääräinen ekvivalentti kaarevuussäde jakohalkaisijalla [mm]
ρ_{oil}	öljyn tiheys käyntilämpötilassa [kg/m ³]
ϕ_{bl}	rajavoitelutilanteen painokerroin
ω	kulmanopeus [rad/s]

1. JOHDANTO

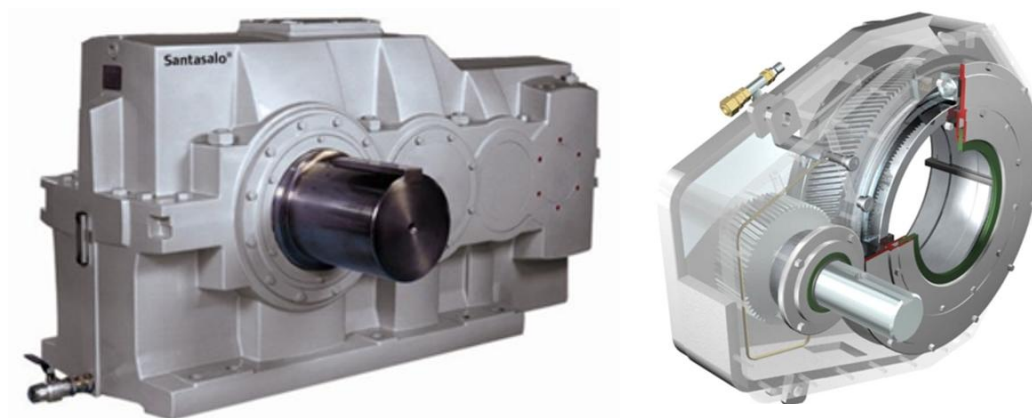
Teollisuusvaihteita käytetään laajasti monissa teollisuuden sovelluksissa pyörimisnopeuden ja vääntömomentin muuttamiseen. Teollisuusvaihteiden kehitystä on perinteisesti ajanut kuormankantokyvyn ja luotettavuuden parantaminen. Vaihteen tehotiheyden kasvaessa uudeksi haasteeksi on muodostunut vaihteen tehohäviöistä syntyvän lämmön hallinta. Samaan aikaan vaihteen hyötysuhteeseen on alettu kiinnittää yhä enemmän huomiota. Varsinkin tuulivoiman ja autoteollisuuden alalla hyötysuhteen parantaminen on ollut ajankohtainen otsikko 1900-luvun loppupuolelta asti.

Tarve kehittää vaihteen hyötysuhdetta ja lämpöominaisuuksia on ajanut tutkijat esittämään laskentamalleja, joilla vaihteessa tapahtuvia fyysisiä ilmiöitä voitaisiin kuvata. Ilmiöiden ymmärtäminen, ja niiden pohjalle perustettu laskentamalli auttaa suunnittelemaan paremman hyötysuhteen vaihteita. Korkean hyötysuhteen vaihde myös lämpee vähemmän, ja on siten lämpöominaisuuksiltaan parempi.

Teollisuusvaihteelle määritetään mekaanisen tehon ja vääntömomentin lisäksi niin sanottu terminen teho (thermal rating). Terminen teho on suurin teho, jolla vaihdetta voidaan käyttää tietyissä olosuhteissa, ilman että vaihteen öljyn lämpötila ylittää sallitun rajan. Jos vaihde sijoitetaan paikkaan, jossa ympäristön lämpötila on korkea, eikä vaihteeseen ole mahdollista kytkeä erillistä jäähdytintä, voi terminen teho olla määräävä tekijä vaihteen mitoituksessa. Toisinaan joudutaan valitsemaan fyysisiltä mitoiltaan suurempi, ja siten myös kalliimpi vaihde, jotta vaihteen oma jäähdytysteho olisi riittävä.

Terminen teho voidaan määrittää kokeellisesti koeajamalla vaihde. Koeajossa vaihteen terminen teho selvitetään kuormittamalla vaihdetta, ja mittaamalla millä teholla öljyn lämpötila asettuu sallitulle ylärajalle. Kuormitettujen koeajojen tekeminen vaatii kuitenkin huomattavan määrän resursseja. Suurten sarjojen standardivaihteille terminen teho on mahdollista määrittää jo tuotekehitysvaiheessa, koeajamalla sarjaa edustavat yksilöt. Sen sijaan asiakasräätälöidyille erikoisvaihteille, ja vaihteille joita tehdään kappalemäärällisesti vähän, on termisen tehon määrittäminen haasteellista. Haaste tulee siitä, että terminen teho tulee tietää jo tarjous- ja suunnitteluvaiheessa. Jos termisen tehon määrittämiseen ei ole kunnollisia työkaluja, on tyypillistä, että vaihde ylimitoitetaan ja vaihteeseen asennetaan varmuuden vuoksi erillinen jäähdytin. Erillinen jäähdytin kuitenkin lisää vaihteen komponenttien määrää, ja nostaa hintaa merkittävästi.

Tämä diplomityö tehtiin Santasalo Gears Oy:lle, joka on globaalisti toimiva teollisuusvaihteiden valmistaja. Työn lähtökohtana oli vaihteen termisen tehon laskennan tarkentaminen. Santasalo valmistaa vaihteita muun muassa kaivosteollisuuteen ja paperikoneisiin. Kuvassa 1 vasemmalla on Santasalon D-sarjan vaihde, ja oikealla paperikoneen telavaihde.



Kuva 1. Santasalon vaihteita. Vasemmalla D-sarjan vaihde ja oikealla paperikoneen telavaihde.

Santasalon valmistamat vaihteet ovat usein asiakkaan tarpeiden mukaan sovitettuja, jolloin sarjakoot ovat pieniä. Tässä työssä keskitytään kuvan 1 vasemmanpuoleisen vaihteen kaltaisiin, yleiskäyttöisiin pysty- ja vaakavaihteisiin. Paperikoneen telavaihteet kytketään tyypillisesti keskusvoitelujärjestelmään, jolloin terminen teho ei ole kriittinen mitoitus tekijä.

Santasalo on kehittänyt vaihteiden termisen tehon määrittämiseksi oman laskentatavan, joka perustuu koeajoista saatuihin tuloksiin. Santasalon laskentaohje SAD3000 olettaa vaihteen tehohäviöiksi noin 1,5% käyttötehosta per porras. Terminen teho lasketaan kokeellisten kertoimien avulla, joita esitetään muun muassa ympäristön ja öljyn lämpötilalle, tuulettimen pyörintänopeudelle, jäähdytysrivoille, vaihteen tyyppille sekä asennuskorkeudelle. Laskentatapa on tehokas ja luotettava kaikille vaihteille, jotka ovat riittävän samanlaisia kuin ne vaihteet, joille laskennan kertoimet on määritetty. Laskentatavan kokeellisen luonteen takia siinä on tiettyjä rajoitteita, jotka kannustavat etsimään myös vaihtoehtoisia tapoja määrittää vaihteen terminen teho. Yksi puute on, ettei laskenta käsittele asioita tehon yksiköinä, eli watteina, vaan tehohäviöt ja jäähtyminen esitetään kertoimiin perustuvana mallina.

Diplomityön alkuvaiheessa työn tavoitteeksi asetettiin vaihtoehtoisten tapojen löytäminen termisen tehon laskemiseksi. Työstä muodostui siten kirjallisuusselvitys, joka luo katsauksen tähänhetkiseen tutkimuksen tasoon, sekä yleisimpiin laskentamenetelmiin. Työn edetessä osoittautui, että Santasalon kannalta kiinnostavin tapa lähestyä termisen tehon ongelmaa on standardin ISO/TR 14179 mukainen laskentatapa. Standardissa lasketaan vaihteen tehohäviöt sekä vaihteen kotelon siirtämä lämpöteho kilowatteina. Ter-

minen teho saadaan iteroimalla käyttötehoa, kunnes tehohäviöt ovat yhtä suuret kuin jäähtymisteho. Iteroitu käyttöteho on tällöin termisen teho.

Standardi ISO/TR 14179 on kaksiosainen, jossa ensimmäinen osa, AGMA/ISO 14179-1 on American Gear Manufacturers Association:in (AGMA) esitys vaihteen termisen tehon laskemiseksi. Toinen osa, ISO/TR 14179-2 on saksalaisten esitys vaihteen termisen tehon laskennalle. Molemmat osat pitävät sisällään sekä tehohäviöiden että jäähtymisen laskennan, ja siten termisen tehon määrittämisen. Tässä työssä standardin ensimmäiseen osaan viitattaessa puhutaan lyhyesti AGMA:sta sekaannusten välttämiseksi. Sekä AGMA että ISO/TR 14179-2 perustuvat alakohtaisiin tutkimuksiin, ja niihin on koottu vaihteen komponenttien laskenta useista lähteistä.

Kappaleessa 2 tutustutaan tehohäviöiden ja lämmönsiirron laskennan teoreettiseen taustaan. Suuri osa tehohäviöihin liittyvistä teorioista löytyy standardista ISO/TR 14179-2. Samat teoriat löytyvät myös sekä kaupallisesta KISSoft –laskentaohjelmassa, että tutkimuskeskus Forschungsvereinigung Antriebstechnik:n (FVA) kehittämästä WTplus -ohjelmasta. Kappaleessa 3 esitetään laskentatuloksia esimerkkivaihteille, ja pohditaan menetelmien välisiä eroja ja laskennan tarkkuutta. Kappaleessa 4, eli yhteenvedossa esitetään ehdotus Santasalon vaihteiden tehohäviöiden, jäähtymistehon ja termisen tehon laskentatavaksi.

2. TEHOHÄVIÖIDEN JA JÄÄHTYMISTEHON LASKENNAN TEORIA

2.1 Johdanto

Teollisuusvaihteen terminen teho voidaan määrittää tehohäviöiden ja jäähdytystehon laskennan avulla. Työssä kartoitettiin erilaisia vaihteen tehohäviöiden laskennan teorioita. Kappaleessa 2.2. esitetyt tehohäviöiden laskentamallit perustuvat suurelta Münchenin teknillisen yliopiston sekä FVA:n tutkimuksiin. Monet laskentamalleista löytyvät siksi standardista ISO/TR 14179-2 (2001). Työssä esitetään myös joitain tuoreempia laskentamalleja, jotka mahdollisesti tulevaisuudessa syrjäyttävät nykyiset standardin mukaiset mallit.

Vaihteen jäähdytykselle esitetään teoreettinen laskenta virtaus- ja lämmönsiirron kaavojen avulla. Jäähdytystehon laskennassa vaihteen lämpötasapainoa tarkastellaan kokonaisen vaihteen tasolla, eikä paikallisiin lämpötilaeroihin oteta kantaa. Oletuksena siis on, että lämmönlähteet lämmittävät vaihdetta tasaisesti, ja lämpövirta lasketaan koko vaihteelle, ikään kuin lämpötila olisi tasainen kaikkialla vaihteen ulkopinnalla.

2.2 Vaihteen tehohäviöt

Teollisuusvaihteen tehohäviöiden tarkka määrittäminen laskennallisesti on haastavaa. Haasteet muodostuvat systeemin monimutkaisuudesta ja useista muuttuvista parametreista. Tehohäviöiden laskennassa vaihde jaetaan tyypillisesti komponentteihin, ja komponenttien tehohäviöt lasketaan erikseen toisistaan riippumattomina.

Vaihteen tehohäviöt jaetaan myös kuormasta riippuviin, ja kuormasta riippumattomiin tehohäviöihin. Kuormasta riippuvien häviöiden suuruus määräytyy vaihteen läpi siirretyn tehon mukaan. Kuormasta riippumattomat tehohäviöt ovat häviöitä, jotka vaikuttavat aina kun vaihdetta käytetään, ja joiden suuruus ei muutu kuorman muuttuessa. Vaihteen tehohäviöt voidaan esittää muodossa

$$P_V = P_{VZ} + P_{VZ0} + P_{VL} + P_{VD} \quad (I)$$

jossa P_V on vaihteen tehohäviö, P_{VZ} on hammaspyörän kuormasta riippuva tehohäviö, P_{VZ0} on hammaspyörän kuormasta riippumaton tehohäviö, P_{VL} on laakereista aiheutuva tehohäviö ja P_{VD} tiivisteiden kuormasta riippumaton tehohäviö. Laakereiden tehohäviö P_{VL} pitää sisällään sekä kuormasta riippuvan että riippumattoman tekijän.

Tehohäviöt jotka eivät lisää vaihteen lämpökuormaa merkittävästi, jätetään tässä työssä huomioimatta. Tällaisia häviöitä ovat esimerkiksi ulkoisesta mekaanisesta öljypumpusta tai muista apulaitteista aiheutuvat tehohäviöt.

2.2.1 Hammaspyörän kuormasta riippuva tehohäviö

Tässä kappaleessa esitetään hammaspyörän tehohäviöön liittyviä laskentamalleja, jotka pätevät suora- ja vinohampaisille hammaspyörille, sekä soveltavin osin kartiohammaspyörille. Hammaspyörän kuormasta riippuva tehohäviö on kitkahäviö, joka syntyy hammaspyöräparin rynnössä, kun hampaan kyljet vierivät ja liukuvat toisiaan vasten. Kuva 2 havainnollistaa hammaspyöräparin ryntöä, ja esittää hammastuksen perusgeometrian otsatasossa. Liukumisesta aiheutuva tehohäviö syntyy hampaan kylkien kontaktipisteessä, kuljettaessa ryntöviivaa pitkin pisteestä A pisteeseen E. Vierimisestä aiheutuvan tehohäviön osuus on hyvin pieni verrattuna liukumisesta aiheutuvaan tehohäviöön, joten se jätetään siten tässä työssä käsittelemättä [1].

Hammaspyörän kuormasta riippuva tehohäviö, eli tehohäviö rynnössä, esitetään useissa eurooppalaisissa lähteissä Ohlendorfin [2] vuonna 1958 esittämällä kaavalla

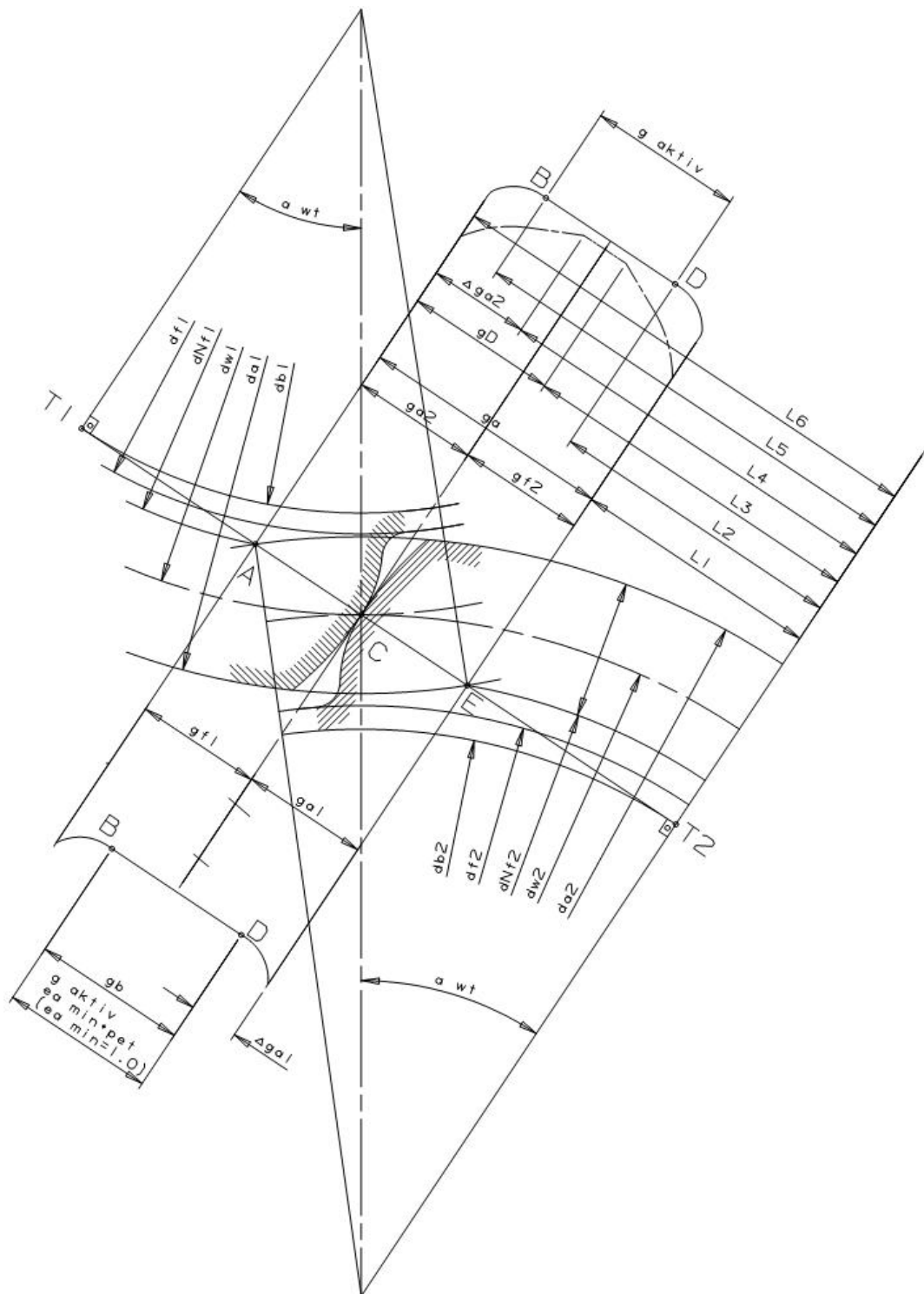
$$P_{VZ} = P_A \mu_{mZ} H_V, \quad (2)$$

jossa P_A on käyttöteho, μ_{mZ} on keskimääräinen kitkakerroin ja H_V tehohäviökerroin. [1; 3-5]

Kitkakertoimen μ_{mZ} määrittämiseksi on esitetty monenlaisia teorioita jo 1950-luvulta lähtien. Useista vanhemmista teorioista kuitenkin puuttuu yksi tai useampi oleellinen parametri. 1980-luvulla Niemann ja Winter [6] esittivät aiempiin malleihin perustuvan, varsin kehittyneen tavan arvioida keskimääräistä kitkakerrointa. Niemannin ja Winterin esittämä kitkakertoimen kaava on muotoa

$$\mu_{mZ}^{Niemann} = 0,045 \left(\frac{K F_{bt}/b}{v_{\Sigma m} \rho_m} \right)^{0,2} \eta_M^{-0,05} X_R, \quad (3)$$

jossa K on käyttökerroin, F_{bt} on normaalivoima perusympyrällä, b on hammaspyörän leveys, $v_{\Sigma m}$ on keskimääräinen summanopeuden resultantti, ρ_m on keskimääräinen ekvivalentti kaarevuussäde jakohalkaisijalla, η_M on keskimääräinen öljyn dynaaminen viskositeetti käyntilämpötilassa ja X_R on pinnankarheuskerroin.



Kuva 2. Hammastuksen geometria otsatasossa [7].

Pinnankarheuskerroin saadaan kaavasta

$$X_R = (R_a/d_1)^{1/4}, \quad (4)$$

jossa R_a on pinnankarheuden keskipoikkeama ja d_1 on jakohalkaisija.

Schlenk [8] kehitti kitkakertoimen kaavaa (3) ottamaan huomioon myös öljyn koostumuksen vaikutuksen. Standardi ISO/TR 14179-2 (2001) [9] käyttää tehohäviöiden laskennassa Schlenkin kitkakerrointa.

Standardi ISO/TR 14179-2 esittää kitkakertoimen muodossa

$$\mu_{mZ}^{Schlenk} = 0,048 \left(\frac{F/b}{v_{\Sigma} \rho} \right)^{0,2} \eta_{oil}^{-0,05} R_a^{0,25} X_L, \quad (5)$$

jossa F on normaalivoima, v_{Σ} on summanopeus, ρ on ekvivalentti kaarevuussäde jakohalkaisijalla, η_{oil} on öljyn dynaaminen viskositeetti ja X_L on voiteluainekerroin. Kaavassa käytetään dynaamista viskositeettia, joka kuvaa nesteen kykyä vastustaa leikkausjännitystä. Dynaamisen viskositeetin yksikkö on millipascal-sekunti ($mPa \cdot s$), ja se saadaan kertomalla kinemaattinen viskositeetti tiheydellä. Kaavassa tulee huomioida myös seuraava rajoitus: Jos $F/b < 150 N/mm$, käytetään laskennassa arvoa $F/b = 150 N/mm$.

Summanopeudella v_{Σ} tarkoitetaan kontaktipintojen välistä liukunopeutta. Kahden hampaan välinen liukunopeus ei ole vakio, vaan se muuttuu rynnön edetessä, vaihtaen suuntaa vierintäpisteessä (Kuva 2 piste C). Suurin liukunopeus on joko rynnön alussa tai lopussa, eli pisteessä A tai pisteessä E, riippuen hammastuksen profiilinsiirtokertoimisesta. Summanopeus on siten keskimääräinen liukunopeuden itseisarvo, joka voidaan laskea suora- ja vinohampaisille hammaspyörille kaavalla

$$v_{\Sigma} = 2v_t \sin(\alpha_{wt}), \quad (6)$$

jossa v_t on kehänopeus ja α_{wt} on otsavierintäryntökulma. Suurilla kehänopeuksilla, kun $v_{\Sigma} > 50 m/s$, lasketaan summanopeus v_{Σ} käyttäen arvoa $v_t = 50 m/s$.

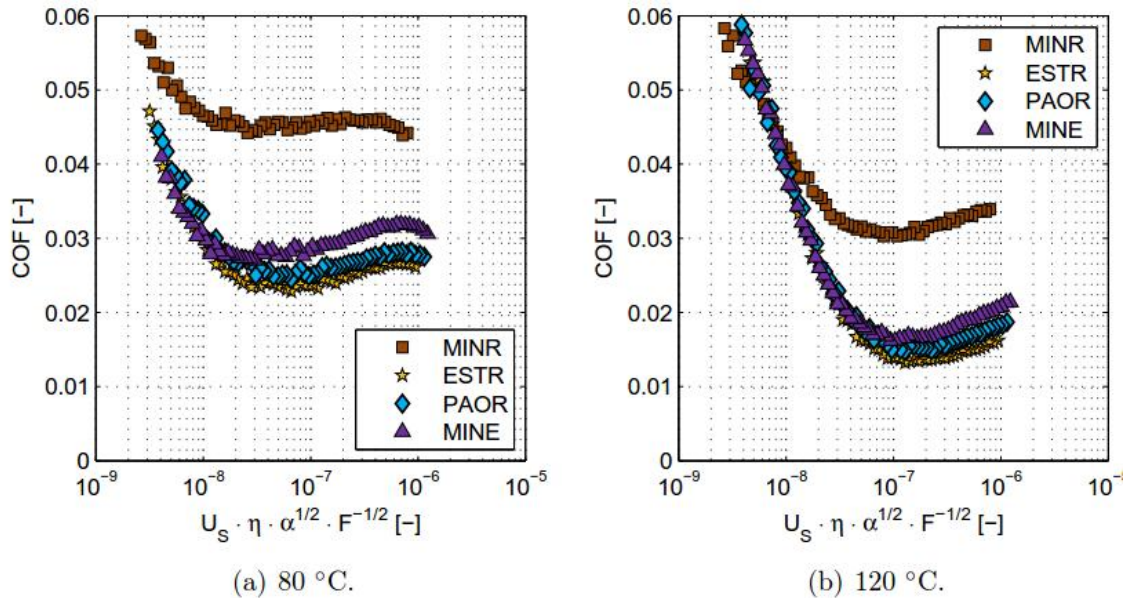
Ekvivalentti kaarevuussäde, eli kontaktipinnan kaarevuus jakohalkaisijalla voidaan suora- vinohampaisella hammaspyörällä laskea kaavalla

$$\rho = \frac{0,5d_{w1} \sin(\alpha_{wt})u}{\cos(\beta_b)(u+1)}, \quad (7)$$

jossa d_{w1} on hammaspyörän vierintahalkaisija (ensiö), u on välityssuhde ja β_b on vinouskulma perusympyrällä. Schlenkin kaava (5) esiintyy myös standardissa ISO/TR 13989 [10] hammaspyörän adhesiivisen kulumisen, eli tahmautumisen (scuffing) laskennassa.

Voiteluaineen koostumuksen on osoitettu vaikuttavan merkittävästi kitkakertoimeen rynnössä. Keskimääräinen kitkakerroin synteettisillä polyalfaolefiini (PAO) pohjaisilla

öljyillä on noin 15-30% pienempi kuin mineraaliöljyillä [1; 11-13]. Kuva 3 esittää tappikulutuskokeesta (pallo ja levy) mitatun Stribeckin käyrän tuulivoimavaihteissa käytetyille öljyille. Kuvasta nähdään, että voiteluaineiden eroavaisuudet ilmenevät, kun voitelutilanteena on sekavoitelu tai elastohydrodynaaminen (EHD) voitelu.

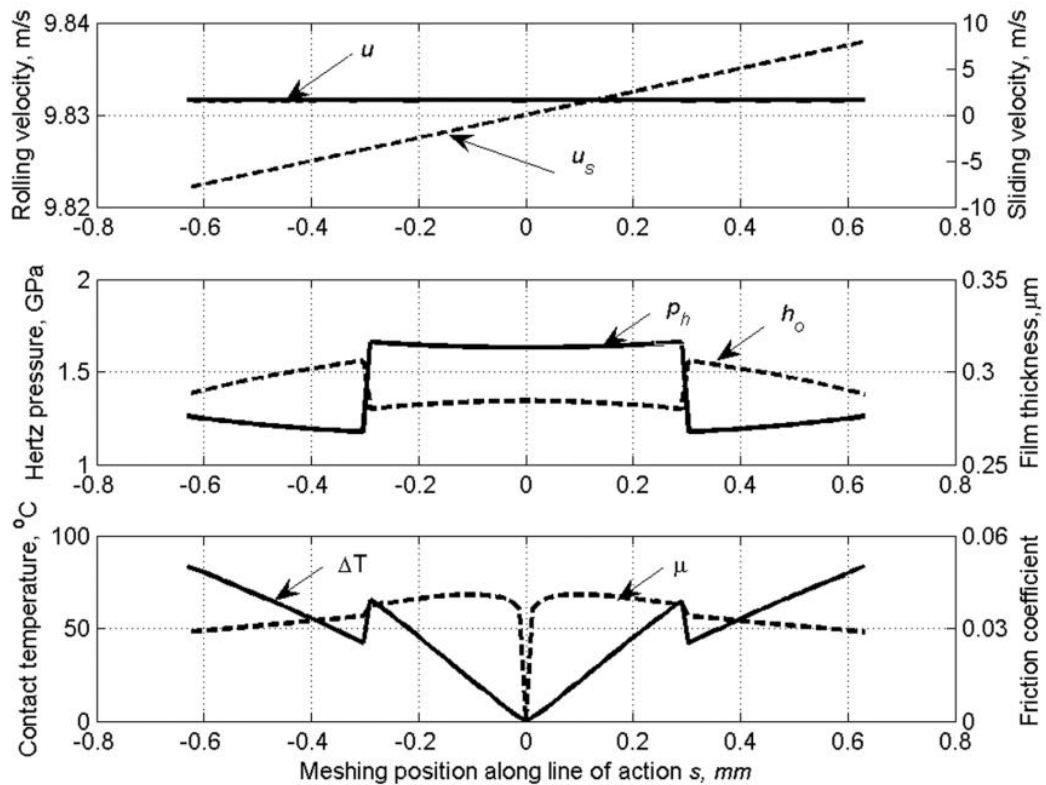


Kuva 3. Stribeckin käyrä tuulivoimavaihteissa käytetyille öljyille [1].

Elastohydrodynaamisessa voitelutilanteessa kahden toistensa suhteen liikkuvan, ja toisiinsa vastaan painetun pinnan välillä on ohut voiteluainekalvo, joka erottaa pinnat toisistaan. Sekavoitelutilanteessa öljykalvon paksuus on niin pieni, että pintojen pinnankarheushuiput koskettavat, mutta öljykalvo kantaa silti suurimman osan kuormasta. Raja-voitelussa pinnat koskettavat, eikä voiteluainekalvo enää kannata kuormaa, joten kitkakertoimeen ei enää suoraan vaikuta voiteluaineen koostumus tai dynaaminen viskositeetti. Kitkakertoimen kaavan (5) voiteluainekertoimenä voidaan tutkimustulosten perusteella käyttää arvoa $X_L = 1$ käytettäessä mineraaliöljyjä, ja $X_L = 0,8$ käytettäessä synteettisiä PAO pohjaisia öljyjä, aivan kuten standardit ISO/TR 14179-2 ja ISO/TR 13989-2 ohjeistavat.

Schlenkin kaava (5) tuottaa keskimääräisen kitkakertoimen hammaskosketukselle rynnön edetessä pisteestä A pisteeseen E (ks. Kuva 2). Todellisuudessa kitkakertoimen suuruus muuttuu kaikissa kontaktipisteissä sekä ryntöviivalla, että hammaskosketuksen kontaktiviivalla. Kuva 4 esittää kitkakertoimen, vierimisnopeuden, liukumisnopeuden, pintapaineen, öljykalvon paksuuden sekä lämpötilan hammaskosketukselle ryntöviivan yli erälle testihammaspyöräparille. Kuvasta nähdään, miten kitkakerroin muuttuu rynnön aikana. Vaikka kitkakerroin muuttuu, on muutoksen luonne ennustettavissa. Todelliselle kitkakertoimelle voidaan siten esittää kohtalaisen tarkka arvio keskimääräisenä kitkakertoimenä rynnön yli.

Schlenkin lisäksi muitakin teorioita keskimääräisen kitkakertoimen määrittämiseksi on esitetty. Vuonna 2002 Doleschel [14], esitti laskentamallin joka määrittää kitkakertoimen EHD- ja rajavoitelutilanteen yhdistelmänä. Vuonna 2010 Matsumoto [15] muokkasi Doleschelin teoriaa ja osoitti sen korreloivan hyvin kokeellisten tulosten perusteella. FVA on suositellut Doleschelin mallia uudeksi standardiksi FZG-testipyörien kitkakertoimen määrittämiseksi, mutta vuoteen 2015 mennessä mallia ei ole vielä hyväksytty AGMA, ISO tai DIN standardeihin. [1]



Kuva 4. *Hammaspyörällä vaikuttavat parametrit kuljettaessa ryntöviivalla pisteestä A pisteeseen E. [16]*

Koska keskiarvoinen kitkakerroin ei kuitenkaan ole aina hyvä tapa kuvata todellista tilannetta, on useita analyttisiä teorioita esitetty. Muun muassa Xu [17] ja Lehtovaara [12] ovat esittäneet oman mallinsa kitkakeroimen määrittämiseksi. Näissä malleissa ei pyritä löytämään keskimääräistä kitkakerrointa, vaan kitkakerroin integroidaan rynnön yli, ottaen huomioon kontaktipinnan tribologisen tilan kaikissa pisteissä.

Fernandes [1] laski keskimääräisiä kitkakertoimia FZG Type C testivaihteelle lukuisilla menetelmillä, mukaan lukien Schlenkin menetelmä. Kitkakerroin laskettiin pyörimisnopeuden, vääntömomentin sekä lämpötilan funktiona. Öljynä laskennassa käytettiin mineraaliöljyä ISO VG 32 ilman lisäaineita. Fernandesin laskennan tuloksia on esitetty liitteessä A. Tulosten perusteella voidaan todeta, että Schlenkin kitkakerroin edustaa suuruusluokaltaan keskitasoa, antaen hieman suuremman kitkakertoimen kuin Doleschel tai Matsumoto.

Kitkakertoimen lisäksi kaavassa (2) esiintyy hammaspyörän geometriasta riippuva tehohäviökerroin H_V . Yleisimmin käytetty kaava tehohäviökertoimelle vaihteen tehohäviöiden laskentaa käsittelevissä tutkimuksissa on Ohlendorfin tehohäviökerroin [2].

Ohlendorfin tehohäviökerroin saadaan kaavasta

$$H_V = (1 + u) \frac{\pi}{z_1 \cos(\beta_b)} (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2), \quad (8)$$

jossa u on välityssuhde, ε_α on ryntösuhte ja ε_1 sekä ε_2 ovat ensiö- ja toisiopyörälle laskettuja geometrisia kertoimia. Kertoimet $\varepsilon_{1,2}$ saadaan kaavasta

$$\varepsilon_i = \frac{0,5z_i \left(\left(\left(\frac{d_{a_i}}{d_{b_i}} \right)^2 - 1 \right)^{0,5} - \tan(\alpha_{wt}) \right)}{\pi}, \quad (9)$$

jossa d_a on päähalkaisija ja d_b on perushalkaisija.

Kaava (8) pätee hammaspyörille kun $1 \leq \varepsilon_\alpha \leq 2$, $\varepsilon_1 \leq 1$ ja $\varepsilon_2 \leq 1$ [1]. Nämä ehdot täyttyvät yleisesti käytetyillä suora- ja vinohampaisilla hammaspyörillä, kun profiilinsiirtokertoimet ovat pieniä.

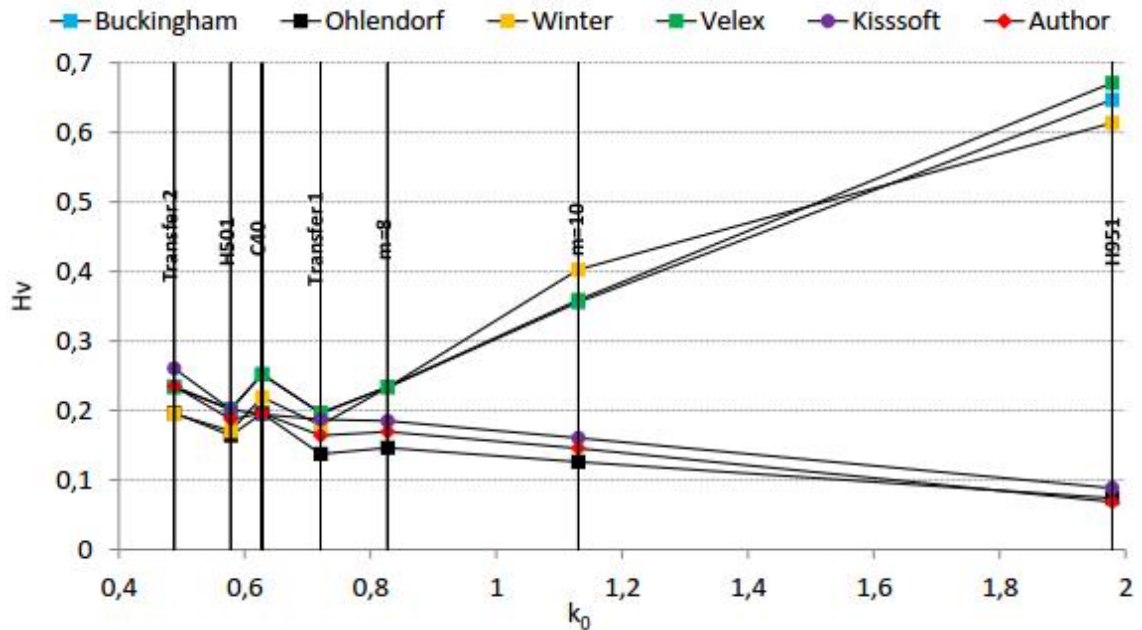
Wimmer [18] kehitti vuonna 2006 kaavaa (8) kattamaan laajemmin erilaiset hammaspyöräprofiilit. Wimmer käytti FVA:n RIKOR –ohjelmaa laskiessaan tehohäviökertoimia erilaisille hammaspyöräprofiileille, ottaen huomioon hampaan elastiset muodonmuutokset rynnön yli [1]. Wimmerin ratkaisu on muotoa

$$H_V^{Wimmer} = \frac{(u + 1)}{z_1 u \cos(\beta_b)} (a_0 + a_1 |\varepsilon_1| + a_2 |\varepsilon_2| + a_3 |\varepsilon_1| \varepsilon_1 + a_4 |\varepsilon_2| \varepsilon_2), \quad (10)$$

jossa esiintyvät kertoimet a_0 , a_1 , a_2 , a_3 ja a_4 ovat hammaskosketuksen kuormitustilanteeseen ja kontaktiviivan pituuteen liittyviä kertoimia.

Fernandes [1] esitti myöhemmin tavan ratkaista Wimmerin mallin kuormitustapaukseen liittyvät kertoimet ilman elastisia muodonmuutoksia. Fernandes vertasi laskentamenetelmällään saatuja tehohäviökertoimia useiden muiden menetelmien, mukaan lukien Ohlendorfin sekä KISSoft-ohjelman mukaisiin tehohäviökertoimiin. Kuva 5 esittää tehohäviökertoimet erilaisilla menetelmillä. Kuvan kerroin k_0 on profiilinsiirtokertoimien summasta riippuva kerroin. Kuvasta nähdään, että Fernandesin (kuvassa Author), KiSSoft-ohjelman sekä Ohlendorfin menetelmät antavat saman suuruusluokan tuloksia profiilinsiirtokertoimien summan kasvaessa. Laskettuja tehohäviökertoimia verrattiin

myös kokeellisesti mitattuihin kertoimiin. Tulosten perusteella todettiin, että Fernandesin laskentatavalla saatu tehohäviökerroin vastaa hyvin kokeellisia tuloksia, sekä suoraan vinohampaisilla hammaspyörillä, profiilinsiirrolla tai ilman profiilinsiirtoa. Sen sijaan Ohlendorfin tehohäviökerroin on usein pienempi kuin Fernandesin tai KISSsoft-ohjelman tehohäviökerroin. [1; 19]



Kuva 5. Tehohäviökerroin H_v laskettuna erilaisilla menetelmillä [1].

2.2.2 Hammaspyörän kuormasta riippumattomat häviöt

Hammaspyörän kuormasta riippumattomilla häviöillä tarkoitetaan häviöitä, jotka syntyvät hammaspyörän ja voiteluaineen vuorovaikutuksesta. Tehohäviöitä aiheuttavia mekanismeja on useita, ja niiden analyttinen tarkastelu on haastavaa monimutkaisten virtausopillisten ilmiöiden takia. Hammaspyörän kuormasta riippumattomia häviöiden kohdalla ongelmana on vaihteen komponenttien geometrian suuri vaikutus siihen, millainen virtaustilanne vaihteen sisälle muodostuu. Yhden kokeellisen tutkimuksen tuloksia on siten vaikea soveltaa toiseen vaihteeseen, koska virtaustilanne voi olla aivan erilainen. Parhaimmatkin laskentamallit antavat edellä mainituista syistä tulokseksi vain suuntaa antavia arvioita.

Painevoidellussa vaihteessa öljy tuodaan hammaspyörille putkessa ja ruiskutetaan suoraan ryntöön. Rynnössä syntyy tehohäviö, kun öljyn liike-energia muuttuu hammaspyörän kosketuksesta, ja kun öljy puristuu hammaspyöräparin kontaktissa ja purkautuu hammaspyörän reunoille [1]. Mauz [20] kehitti kokeellisiin mittauksiin perustuvan mal-

lin, joka arvioi tämän hydraulisen häviömomentin suuruutta. Kun öljy ruiskutetaan hammaspyöräparin nielun puolelle, häviömomentti saadaan kaavalla

$$M_H = 1,67 \cdot 10^{-6} \rho_{oil} V_{oil} d_w (v_t - v_s) + 32 \cdot 10^{-9} \rho_{oil} d_w^{1,5} v_{oil}^{0,065} m_n^{0,18} b^{0,5} v_t^{1,5(V_{oil}/V_0)^{0,1}} + 0,1, \quad (11)$$

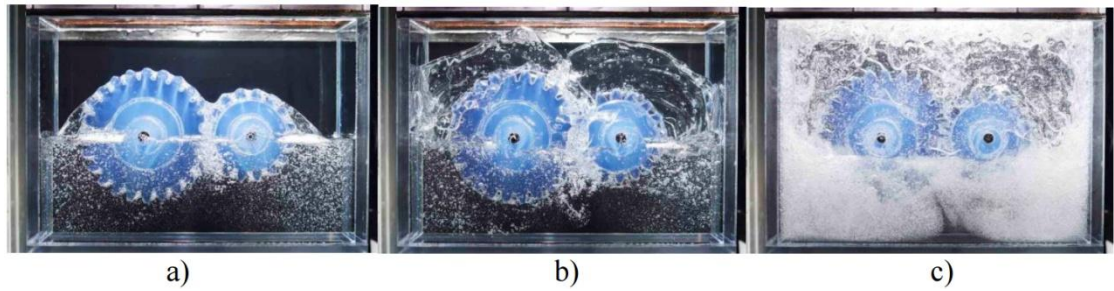
jossa M_H on hydraulinen häviömomentti, ρ_{oil} on öljyn tiheys käyntilämpötilassa, V_{oil} on öljyn tilavuusvirta, d_w on hammaspyörän vierintähalkaisija (toisio), v_t on kehänopeus, v_s on öljysuihkun nopeus, v_{oil} on öljyn kinemaattinen viskositeetti, m_n on normaalimoduli ja V_0 on öljyn tilavuusvirran referenssiarvo $V_0 = 2 \text{ l/min}$. Kaavan (11) ensimmäinen termi kuvaa öljyn liike-energian muutosta, ja toinen termi öljyn puristumista rynnöissä.

Kun öljy ruiskutetaan hammaspyöräparin nielun vastakkaiselle puolelle, ei öljyn puristuminen rynnöissä ole enää merkittävä tekijä, ja häviömomentin kaava supistuu muotoon

$$M_H = 8,33 \cdot 10^{-6} \rho_{oil} V_{oil} d_w (v_t - v_s), \quad (12)$$

Kylpyvoidellussa vaihteessa kaikki vaihteen pyörivät osat ovat upotettuna voiteluöljyyn. Roiskevoidellussa vaihteessa yksi tai useampi hammaspyörä on kosketuksissa öljyyn, ja hammaspyörän pyöriessä öljy roiskuu muille hammaspyörille sekä laakereille. Voiteluöljyn vatkauksesta ja roiskumisesta aiheutuvan tehohäviön suuruus on hyvin tapauskohtainen. Muuttujina ovat muun muassa öljypinnan korkeus, viskositeetti, akselien ja hammaspyörien geometria ja vaihteen kotelon geometria. Useissa tutkimuksissa on todettu, että kehänopeus ja upotussyvyys ovat merkittävimpiä vaikuttajia tehohäviön suuruuteen [21-23]. Kuva 6 havainnollistaa pyörimisnopeuden vaikutusta vaihde-laatikossa vallitsevaan virtaustilanteeseen. Kuvasta myös nähdään, että pyörimisnopeuden kasvaessa öljypinnan korkeus laskee, koska suurempi osa öljystä on liikkeellä. Suurilla kehänopeuksilla öljy myös vaahtoutuu herkemmin ilmakuplien sekoittuessa öljyyn.

Mauz [20] esitti useita mittauksiin perustuvia laskentamalleja erilaisille virtaustilanteille. Tässä kappaleessa esitetään yksi Mauzin työhön perustuva malli, joka soveltuu vaakavaihteille, ja jota myös standardi ISO/TR 14179-2 käyttää.



Kuva 6. Virtaustilanne vaihteen sisällä muuttuu merkittävästi pyörimisnopeuden mukaan. a) $v_t = 0,88 \text{ m/s}$, b) $v_t = 1,76 \text{ m/s}$, c) $v_t = 3,52 \text{ m/s}$ [24].

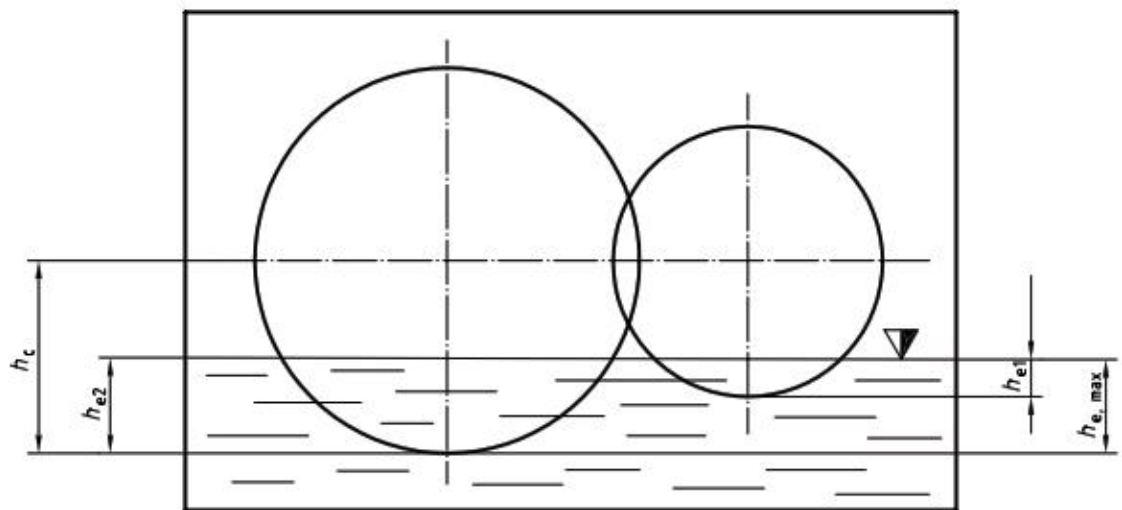
Mauzin mallissa roiskevoidellun vaakavaihteen öljyn vatkauksesta aiheutuva häviömomentti lasketaan kaavalla

$$M_H = C_{Sp} C_1 e^{C_2 \left(\frac{v_t}{v_{t0}} \right)}, \quad (13)$$

jossa C_{Sp} on vatkaukserroin ja v_{t0} on kehänopeuden referenssiarvo $v_{t0} = 10 \text{ m/s}$. C_1 ja C_2 ovat kertoimia jotka riippuvat upotussyvyydestä ja hampaan leveydestä. Vatkaukserroin lasketaan kaavalla

$$C_{Sp} = \left(\frac{4h_{e,max}}{3h_c} \right)^{1,5} \frac{2h_c}{l_h}, \quad (14)$$

jossa $h_{e,max}$ on maksimiupotussyvyys, h_c on kontaktipisteen korkeus upotetun hammaspyörän alimmasta kohdasta mitattuna ja l_h on hydraulinen pituus. Kuva 7 esittää Mauzin laskentaan liittyviä mittoja vaihteelle.



Kuva 7. Vatkauhäviöiden laskentaan liittyvät mitat Mauzin mukaan.[9]

Hydraulinen pituus lasketaan kaavasta

$$l_h = 4 \frac{A_G}{U_M}, \quad (15)$$

jossa A_G on kotelon pinta-ala otsaleikkaustasossa ja U_M on kotelon piiri otsaleikkaustasossa. Kerroin C_1 lasketaan kaavalla

$$C_1 = 0,063 \left(\frac{h_{e1} + h_{e2}}{h_{e0}} \right) + 0,0128 \left(\frac{b}{b_0} \right), \quad (16)$$

jossa h_{e1} ja h_{e2} ovat hampaan kärkien upotussyvyyksiä, ja h_{e0} sekä b_0 ovat referenssiarvoja $h_{e0} = 10\text{mm}$ ja $b_0 = 10\text{mm}$. Kerroin C_2 lasketaan kaavasta

$$C_2 = \frac{h_{e1} + h_{e2}}{80h_{e0}} + 0,2. \quad (17)$$

Tehohäviö yhdelle portaalle saadaan kertomalla häviömomentti kulmanopeudella, ja kokonaistehohäviö vaihteelle saadaan laskemalla yhteen jokaisen portaan tehohäviö.

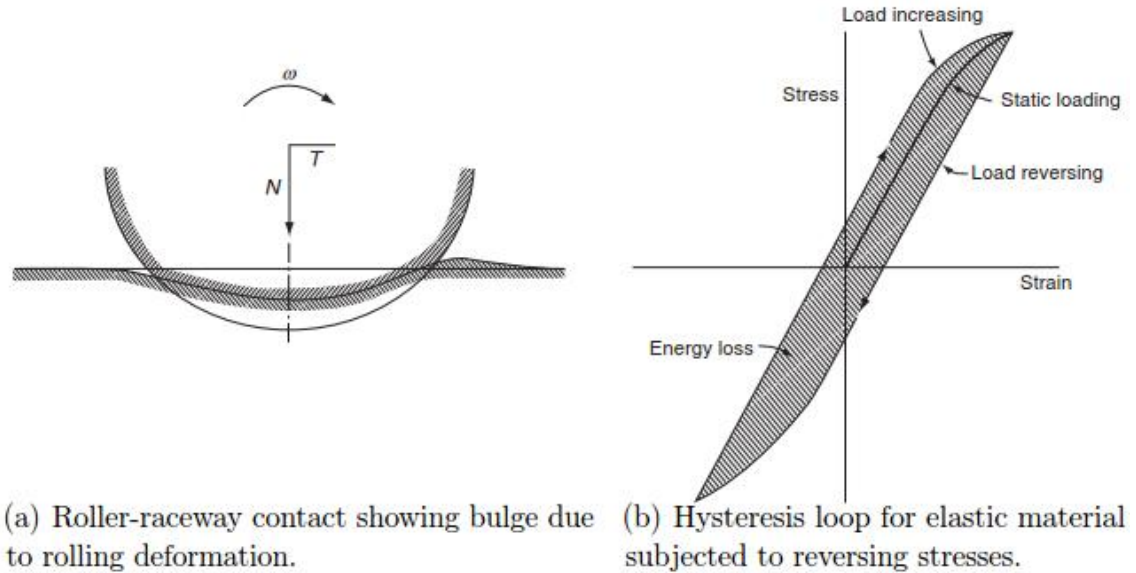
Vatkaushäviöiden laskennassa ei esiinny öljyn viskositeettia, koska viskositeetin vaikutuksesta vatkaushäviöön on ristiriitaisia tuloksia [9]. Joissain tapauksissa viskositeetin kasvattaminen nostaa vatkaushäviötä, kun taas joissain tapauksissa vatkaushäviö laskee. Mauzin tutkimuksista voi kuitenkin vetää johtopäätöksiä, että alhaisilla pyörimisnopeuksilla viskositeetin kasvattaminen kasvattaa vatkaushäviötä, kun taas suurilla pyörimisnopeuksilla tilanne on päinvastainen. Päinvastainen tilanne selittyy sillä, että korkeamman viskositeetin öljyn tilavuusvirran liike-energia on pienempi, eli öljyä on vähemmän liikkeellä, jolloin syntyy vähemmän häviötä. [1]

Vatkaushäviölle on esitetty useita vaihtoehtoisia laskentatapoja. Muun muassa AGMA [25] ja Changenet [26; 27] esittävät omat teoriansa vatkaushäviön määrittämiseksi. Näitä teorioita ei tässä työssä käydä läpi, mutta jatkotutkimuksen kannalta varsinkin Changenetin teoria on mielenkiintoinen.

2.2.3 Laakerin tehohäviöt

Laakerin tehohäviöt syntyvät pääasiassa laakerin vierintäelinten muodonmuutoksista, voiteluaineen vastuksesta ja vierintäelinten liukumisesta. Kuva 8 esittää laakerin vierintän häviömomentin toimintamekanismit. Kuormituksen alainen vierintäelin ja vierintärata deformatuivat. Vierintä tapahtuu tällöin vierintäelimen ja vierintäradan muodostamaa yhteistä, deformatunutta rataa pitkin. Vaihtuvan kuormituksen alaisen kappaleen jännitys- ja venymätila muodostaa myös niin sanotun hystereesisilmukan. On havaittu,

että kuormituksen kasvaessa venymä vastaa pienempää kuormitusta kuin kuormituksen laskiessa. Hystereesisilmukan alaosa kuvastaa tällöin energian häviämistä systeemistä. Vierintähäviöt ovat kuitenkin vain osa laakerin häviöistä. Suuri osa häviöistä aiheutuu normaaliolosuhteissa vierintäelinten liukumisesta pitimissä ja vierintäradalla. [28]



Kuva 8. Vierintähäviön toimintamekanismit.[28]

Laakereiden tehohäviöiden laskemiseen ei ole olemassa yhtä analyyttistä ratkaisua, vaan laskenta perustuu suurelta osin kokeellisesti määritettyihin kaavoihin ja laakerikohtaisiin kertoiimiin. Tässä kappaleessa esitetään laakerin tehohäviön laskentaan yleisesti käytetty, niin sanottu Palmgrenin menetelmä, sekä uusi SKF:n menetelmä.

Arvid Palmgren [29] esitti vuonna 1959 laakereiden tehohäviöiden laskentaa varten kitkamomenttimallin, joka erottelee laakerin kuormasta riippuvan ja kuormasta riippumattoman kitkamomentin. Kitkamomentti saadaan kaavasta

$$M_{VL} = M_0 + M_1 \quad (18)$$

jossa M_{VL} on laakerin kitkamomentti, M_0 on kuormasta riippumaton kitkamomentti ja M_1 on kuormasta riippuva kitkamomentti. Kuormasta riippumaton momentti voidaan laskea kaavalla

$$M_0 = 10^{-10} f_0 (v_{oil} n)^{2/3} d_m^3, \quad (19)$$

jossa f_0 on laakerin geometriasta riippuva kerroin, v_{oil} on öljyn kinemaattinen viskositeetti, n on pyörimisnopeus ja d_m on laakerin keskihalkaisija. Kaava (19) pätee, kun $v_{oil} \cdot n \geq 2000 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Jos $v_{oil} \cdot n < 2000 \text{ mm}^2/s$, häviömomentti lasketaan kaavalla

$$M_0 = 1,60 \cdot 10^{-8} f_0 d_m^3. \quad (20)$$

Kerroin f_0 on tulkinnasta riippuen joko laakerityypistä riippuva, tai voitelutavasta sekä laakerityypistä riippuva kerroin. AGMA käyttää kerrointa f_0 vain laakerityypin määrittämiseen, ja lisää toisen kertoimen kuvaamaan voiteluöljyn pinnankorkeutta laakerilla [25]. Toinen tapa käyttää kerrointa f_0 on kuvata sillä samanaikaisesti sekä laakerityyppejä että voitelutapaa [9; 30]. Kertoimet laakereille ja voitelutapauksille löytyvät laakerinvalmistajien katalogeista.

Palmgrenin alkuperäisessä mallissa laakerin kuormasta riippuva häviömomentti saadaan kaavalla

$$M_1^{Palmgren} = f_1 g_1 P_1 d_m, \quad (21)$$

jossa f_1 on laakerityypistä riippuva kerroin, g_1 on kuormituksen suunnasta riippuva kerroin ja P_1 on ekvivalentti laakerikuorma [29]. Palmgrenin mallista on kuitenkin erilaisia muunnelmia ja kehitelmiä. Lisäksi laakerikohtaisissa kertoimissa voi olla eroja riippuen laakerin valmistajasta. Kertoimet f_0 ja f_1 ovat kokeellisia kertoimia, jotka on määritetty standardin ISO 15312 mukaisesti, ja ovat siten valideja vain tasaisissa voiteluolosuhteissa sisäänajon jälkeen. Esimerkiksi juuri rasvatun laakerin kerroin f_0 voi olla 3-5 kertaa suurempi [30].

Standardi ISO/TR 14179-2 [9] esittää kuormasta riippuvan kitkamomentin kaavan (21) muodossa

$$M_1^{ISO} = 10^{-3} f_1 P_1^a d_m^b, \quad (22)$$

jossa a ja b ovat laakerityypistä riippuvia kertoimia. Rullalaakereille, jotka ottavat vastaan aksiaalikuormia, tulee lisäksi määrittää aksiaalikuormasta aiheutuva häviömomentti. Myös AGMA [25] esittää häviömomentin kaavalla (22), ja antaa lisäksi yksityiskohteisemman ohjeen kartiorullalaakereiden kuormitustilanteen määrittämiseksi.

Yhden laakerin aiheuttama tehohäviö saadaan kertomalla laakerin häviömomentti akselin kulmanopeudella. Vaihteen kaikkien laakereiden aiheuttama tehohäviö vaihteelle saadaan tällöin summana

$$P_{VL} = \sum_{i=1}^{laakerit} M_{VL,i} \omega_i, \quad (23)$$

jossa ω on laakeria pyörittävän akselin kulmanopeus. Laakerin tehohäviöiden laskenta-esimerkki Palmgrenin menetelmällä on esitetty liitteessä B.

Laakerivalmistaja SKF otti 2000-luvulla käyttöön uuden tavan laskea laakereiden tehohäviöt [31]. SKF:n kitkamomenttimalli ottaa huomioon voitelutilanteen, laakerin vierintäelinten liukumisen ja vierimisen sekä laakerin tiivisteiden aiheuttaman kitkamomentin. Kitkamomenttimalli on muotoa

$$M_{VL} = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}, \quad (24)$$

jossa M_{rr} on laakerin vierintäelinten vierinnästä aiheutuva kitkamomentti, M_{sl} on liukumisesta aiheutuva kitkamomentti, M_{seal} on laakerin tiivisteestä aiheutuva kitkamomentti ja M_{drag} on laakerin ja voiteluaineen vuorovaikutuksesta aiheutuva kitkamomentti. Teollisuusvaihteissa ei tyypillisesti käytetä tiivistettäisiä laakereita, joten termiä M_{seal} ei tässä työssä käsitellä.

Laakerin vierinnästä aiheutuva kitkamomentti voidaan laskea kaavalla

$$M_{rr} = G_{rr} (n v_{oil})^{0,6}, \quad (25)$$

jossa G_{rr} on laakerityypistä riippuva kerroin, joka kuvaa laakerikuorman vaikutusta vierintävastukseen. Liukumisesta aiheutuvan kitkamomentti saadaan kaavasta

$$M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl}, \quad (26)$$

jossa G_{sl} on laakerityypistä riippuva kerroin joka kuvaa laakerikuorman vaikutusta liukukitkaan ja μ_{sl} on laakerin kitkakerroin. Kitkakerroin määritetään rajavoitelutilanteen ja EHD –voitelutilanteen yhdistelmänä kaavalla

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \mu_{EHL}, \quad (27)$$

jossa ϕ_{bl} on rajavoitelutilanteen painokerroin, μ_{bl} on kitkakerroin rajavoitelutilanteessa ja μ_{EHL} on kitkakerroin EHD –voitelutilanteessa. Rajavoitelutilanteen kitkakertoimeen vaikuttaa öljyn lisäaineistus. SKF suosittelee kitkakertoimen arvoksi $\mu_{bl} = 0,15$. Raja-voitelutilanteen painokerroin saadaan kaavasta

$$\phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} (nv)^{1,4} d_m}}, \quad (28)$$

jossa e on luonnollisen logaritmin kantaluku.

Häviömomentin M_{drag} , kertoimien G_{rr} ja G_{sl} , sekä laakerityypistä ja öljystä riippuva kitkakertoimen μ_{EHL} määrittäminen on esitetty muun muassa SKF:n verkkosivuilla [31] ja liitteessä B. Kitkamomentti muutetaan tehohäviöksi kaavalla (23).

2.2.4 Tiivisteiden tehohäviöt

Vaihteen akselintiivisteiden kitkasta aiheutuu tehohäviö P_{VD} . Suuria tehoja siirtäville vaihteille tiivisteiden tehohäviö ei ole tyypillisesti suuruusluokaltaan merkittävä. Kitka vaikuttaa kuitenkin hyvin pienellä alueella, jolloin akselin paikallinen lämpeneminen voi olla huomattavaa. Tiivisteen kitkahäviöstä on vaikea tehdä tarkkaa parametrasta mallia, koska ilmiö on fysikaalisesti monimutkainen, eikä sitä täysin ymmärretä [1]. Kitkaan vaikuttaa tiivistemateriaalin lisäksi muun muassa tiivisteen tyyppi, tiivistysvoima, pinnankarheus, voiteluaineen viskositeetti, akselin halkaisija sekä pyörimisnopeus.

Tehohäviön suuruutta voidaan arvioida muun muassa tiivistevalmistaja Freudenberg Simrit:n esittämällä kaavalla. Kaava on muotoa

$$P_{VD} = 7,69 \cdot 10^{-6} \left(\frac{d_{sh}}{1000} \right)^2 n, \quad (29)$$

jossa d_{sh} on akselin halkaisija ja n on pyörimisnopeus. Freudenbergin kaava perustuu suureen määrään mittauksia, joissa voiteluaineena oli SAE 20 öljy. Kaava (29) ei ota huomioon öljyn viskositeetin vaikutusta. Linke muokkasi kaavan muotoon

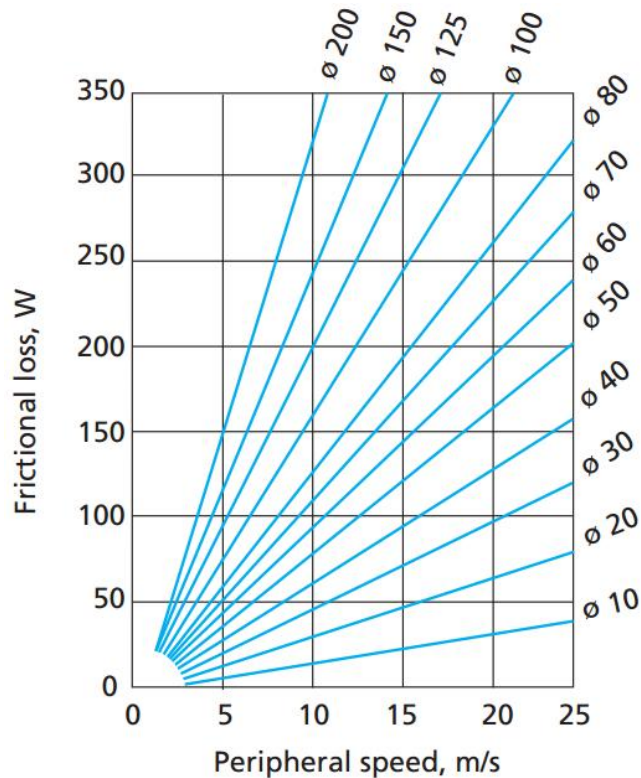
$$P_{VD} = (145 - 1,6 T_{oil} + 350 \log(\log(v_{40} + 0,8))) \cdot 10^{-7} \left(\frac{d_{sh}}{1000} \right)^2 n, \quad (30)$$

jossa T_{oil} on öljyn lämpötila ja v_{40} on öljyn kinemaattinen viskositeetti kun $T_{oil} = 40^\circ C$. Kaava (30) antaa saman tehohäviön kuin kaava (29), kun voiteluaineena on SAE 20. [1]

AGMA [25] esittää akselitiivisteiden tehohäviön kaavalla

$$P_{VD} = \frac{T_S n}{9549}, \quad (31)$$

jossa T_S on kerroin tiivisteiden häviömomentille. Viton (fluoroelastomeeri) tiivisteelle $T_S = 3,737 \cdot 10^{-3} d_{sh}$ ja Buna N (nitrilikumi) tiivisteelle $T_S = 2,429 \cdot 10^{-3} d_{sh}$.

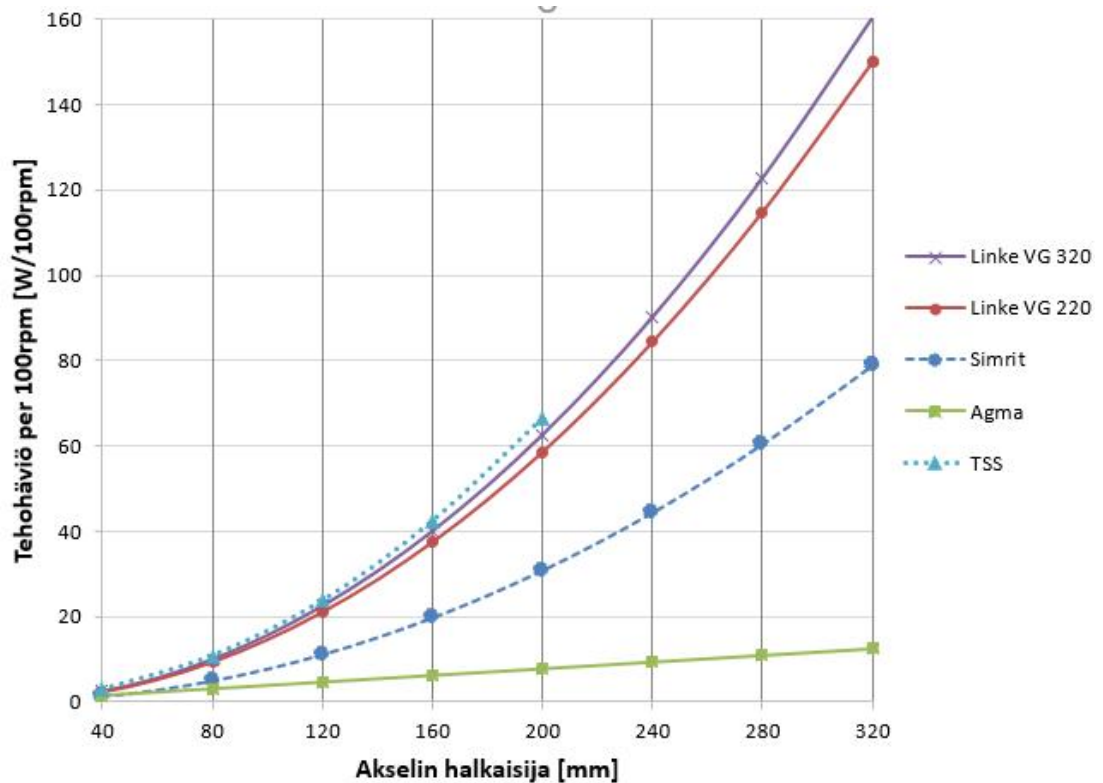


Kuva 9. Tehohäviö TRA-tyyppiselle NBR-akselitiivisteiden ilman pölyhuulta [32].

Kuva 9 esittää tiivistevalmistaja Trelleborg Sealing Solutions:in (TSS) ilmoittaman akselitiivisteiden tehohäviön akselitiivisteelle kehänopeuden funktiona. Kuvasta nähdään, että tehohäviö on riippuvainen sekä kehänopeudesta, että tiivisteiden halkaisijasta. Tehohäviö on kokeellisesti mitattu suurella määrällä koeajoja, erikokoisilla akselillä ja muuttumattomissa olosuhteissa. Tiivistemateriaalina oli nitrilikumi (NBR) ja tiivistetyyppinä TRA –tyypin akselitiiviste ilman pölyhuulta. [32]

Kuva 10 esittää kootusti tiivisteiden tehohäviön laskettuna sekä AGMA:n, Simrit:n että Linken menetelmällä. Kuvan tehohäviö on laskettu pyörimisnopeudella $n = 100$ rpm. Tehohäviö on lineaarinen pyörimisnopeuden suhteen, jolloin kuvasta voidaan arvioida tehohäviö halutulle pyörimisnopeudelle. Kuvaan on lisätty myös Trelleborgin kuvasta (Kuva 9) luettu tehohäviö. Kuva 10 osoittaa, että Linken kaavassa viskositeetilla on suuri vaikutus tiivisteiden tehohäviöön. Linken tehohäviö on hyvin linjassa Trelleborgin

mittaamiin tuloksiin, kun voiteluaineena on ISO VG 320 ja lämpötila $T_{oil} = 80^\circ C$. AGMA:n esitys poikkeaa huomattavasti muista tuloksista suurilla akselin halkaisijoilla.



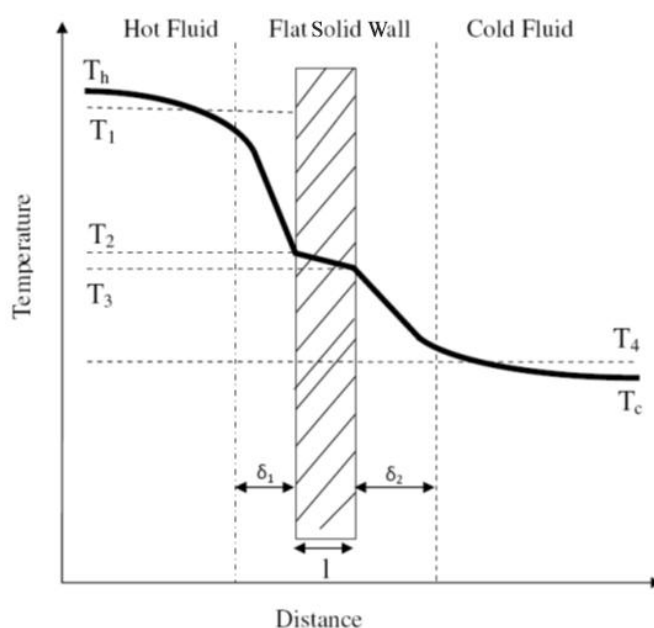
Kuva 10. Tiivistehäviö akselin halkaisijan funktiona. $n = 100 \text{ rpm}$, $T = 80^\circ C$

Edellä mainittujen asioiden lisäksi on syytä huomioida, että tiivisteen tehohäviö voi olla sisäänajon aikana huomattavasti suurempi. Tyypillisesti sisäänajo voi kestää muutaman tunnin. [32]

2.3 Vaihteen jäähtymistehon laskenta

Vaihteessa syntyvä lämpö siirtyy ympäristöön säteilyn, konvektion ja johtumisen avulla. Tässä kappaleessa esitetään vaihteen jäähtymiseen liittyvä teoreettinen tausta, sekä laskentakaavat, joilla vaihteen jäähtymisteho voidaan ratkaista yksinkertaisissa tapauksissa. Jäähtymistehon laskennassa keskitytään kotelon ja ympäröivän ilman väliseen lämmönsiirtoon.

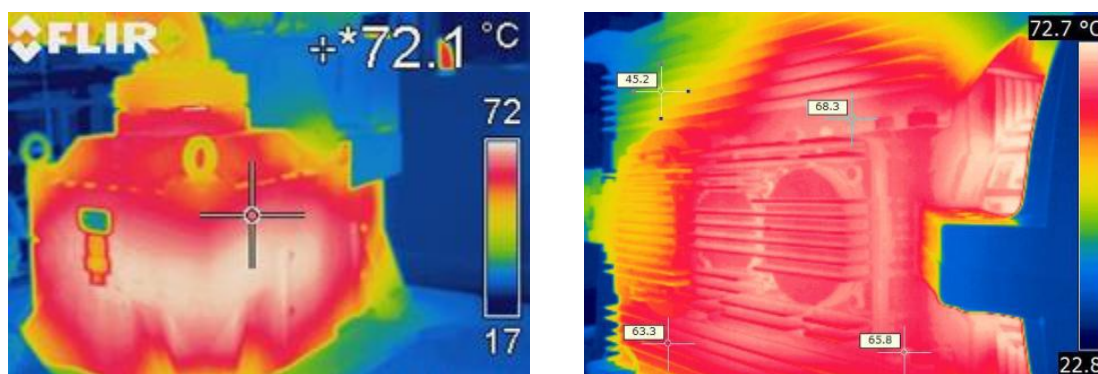
Kuva 11 esittää lämpötilaprofilia lämmön siirtyessä öljystä kotelon seinämän läpi ympäröivään ilmaan. Lämmönsiirto öljyn ja kotelon välillä voi olla jopa 10 kertaa tehokkaampaa kuin kotelon ja ilman välillä. Lämmönsiirtokerroin öljyn ja kotelon välillä on tyypillisesti luokkaa $h_{oil} = 200 \text{ W/m}^2 \cdot K$ [9]. Lämmönsiirtokerroin kotelon ja ilman välillä on tällöin vaihteen jäähtymistehon kannalta määräävä tekijä.



Kuva 11. Lämmön siirtyminen seinämän läpi. [33]

Kotelon ja ilman välisen lämpövirran laskemiseksi tarvitaan kotelon pintalämpötila. Laskemalla ja mittaamalla teollisuusvaihteita on saatu tulos, että ilmajäähdytteisen vaihteen kotelon ulkopinnan lämpötila on keskimäärin noin 3-5 astetta keskimääräistä öljyn lämpötilaa alhaisempi, kun ilman virtausnopeus on alhainen [34]. Vaihtoehtona on laskea vaihteen jäähtyminen joko arvatun pintalämpötilan perusteella, tai käyttämällä öljyn lämpötilaa, ja laskemalla lämmönsiirtokerroin kotelon seinämän yli. Lämmönsiirtokerroimen määrittäminen seinämän yli on esitetty kappaleessa 2.3.2.

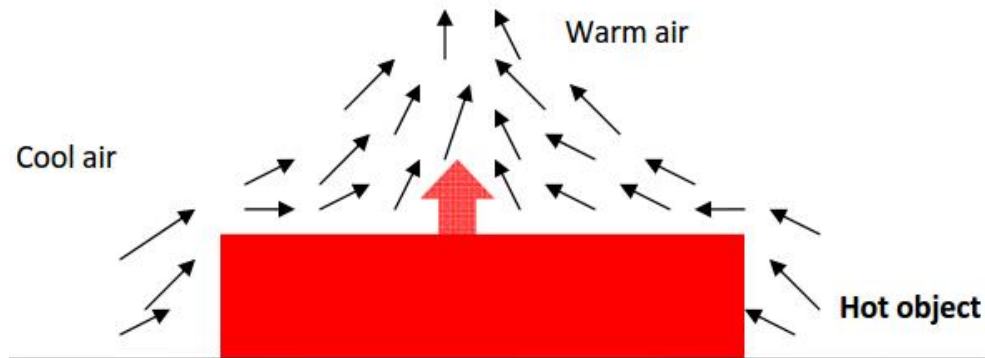
Kotelon lämpötilassa on todellisuudessa paikallisia eroja, mutta niiden vaikutusta ei yksinkertaistetussa laskennassa oteta huomioon. Kuva 12 havainnollistaa vaihteen paikallisia lämpötilaeroja. Kuvassa vasemmalla on luonnollisella konvektiolla jäähtyvä pystyvaihte, ja oikealla on tuulettimella varustettu vaakavaihte. Kuvasta nähdään muun muassa laakereiden tuottaman lämmön vaikutus.



Kuva 12. Lämpökamerakuva havainnollistaa vaihteen paikallisia lämpötilaeroja. Vasemmalla pystyvaihte ja oikealla vaakavaihte.

2.3.1 Luonnollinen konvektio

Kun kappaleen jäädyttämässä ei käytetä puhallinta, jäähtyy se luonnollisen, eli vapaan konvektion avulla. Lämpö siirtyy kuumasta kappaleesta ympäröivään ilmaan johtumalla. Kun pinnan lähellä oleva ilma lämpenee, sen tiheys pienenee. Lämmin, kevyempi ilma nousee tällöin ylöspäin nosteen vaikutuksesta, kuljettaen lämpöä pois kappaleen pinnalta. Kuva 13 havainnollistaa kuinka nouseva lämmin ilma, ja sitä korvaamaan tuleva viileä ilma muodostavat kappaleen pinnalle virtauksen.



Kuva 13. Luonnollisen konvektion toimintaperiaate. [35]

Ilman virtaus aiheuttaa kappaleen pinnalle nopeus- ja lämpötilaprofiilin. Luonnollisen konvektion virtauksen laatu ei ole aina laminaarista, vaan siinä voi esiintyä myös turbulenta virtausta. Kuva 14 esittää nopeus- ja lämpöprofiilin pystysuoran levyn tapauksessa. Analyytinen ratkaisu lämmönsiirrolle on haasteellista, sillä nopeus- ja lämpöjakaumat ovat toisiinsa kytkettyjä [36]. Luonnollisessa konvektiossa vaikuttavat liike- ja energiayhtälöt voidaan tapauskohtaisesti ratkaista numeerisesti, mutta tässä työssä tyydytään valmiiden yleisten ratkaisujen tarkasteluun.

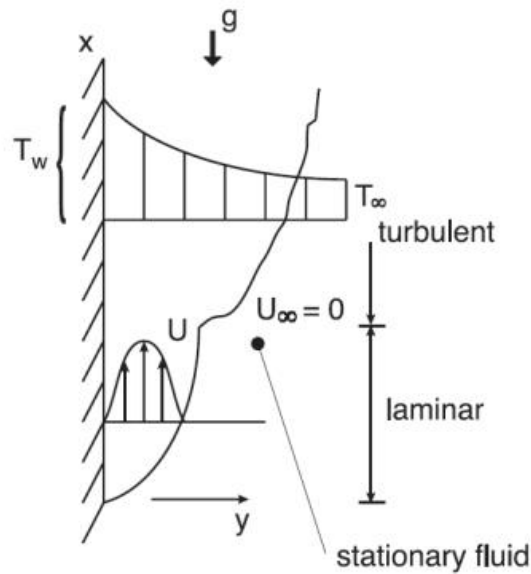
Lämpöteho eli lämpövirta saadaan Newtonin kaavalla

$$Q = hA(T_s - T_\infty) , \quad (32)$$

jossa h on lämmönsiirtokerroin, A on pinta-ala, T_s on kappaleen pintalämpötila ja T_∞ on ympäristön lämpötila. Vapaan konvektion tapauksessa lämmönsiirtokerroin lasketaan kaavalla

$$h = \frac{Nu \cdot k}{l_x} , \quad (33)$$

jossa Nu on Nusseltin luku, k on lämmönjohtavuus ja l_x on karakteristinen mitta.



Kuva 14. Virtauksen nopeus- ja lämpötilajakauma laminaarilla ja turbulenttisella virtauksella. [35]

Paikalliselle lämmönsiirrolle, laminaarisen virtauksen tapauksessa on kirjallisuudessa [36] saatu tulos

$$Nu_x = \frac{0,503}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{4/9}} (Gr_x Pr)^{1/4}, \quad Gr_x Pr \leq 10^9 \quad (34)$$

jossa, Gr_x on Grashofin luku ja Pr on Prandtin luku. Grashofin luku kuvastaa nosteen voimakkuuden ja fluidin viskositeetin suhdetta. Grashofin luku määritellään kaavalla

$$Gr_x = \frac{g \beta_x (T_s - T_\infty) l_x^3}{\nu_x^2}, \quad (35)$$

jossa g on putoamiskiihtyvyys, β_x on fluidin lämpölaajenemiskerroin ja ν_x on fluidin kinemaattinen viskositeetti. Ideaalikaasuilla $\beta_x = 1/T_\infty$. Luonnollisen konvektion Grashofin luku on analoginen pakotetun konvektion Reynoldsin luvun kanssa. Virtauksen muuttuminen laminaarista turbulentiksi tapahtuu alueella $Gr_x Pr \approx 10^9$.

Prandtin luku on aineominaisuuksista riippuva dimensioton luku, joka kuvastaa viskositeetin ja termisen diffuusion suhdetta. Prandtin luku saadaan kaavasta

$$Pr = \frac{C_p \eta}{k}, \quad (36)$$

jossa C_p on ominaislämpökapasiteetti ja η on dynaaminen viskositeetti. Ilmalle Prandtin luku on noin $Pr = 0,70..0,71$ lämpötila-alueella $T = 20..40^\circ\text{C}$. Karakteristinen mitta l_x on tapauskohtainen geometrinen mitta, eli pystysuoralla levyllä levyn pituus.

Kun halutaan selvittää pystyssä olevan levyn siirtämä lämpövirta, saadaan keskimääräinen Nusseltin luku laminaarisen virtauksen tapauksessa kaavalla

$$Nu = \frac{4}{3} Nu_x . \quad (37)$$

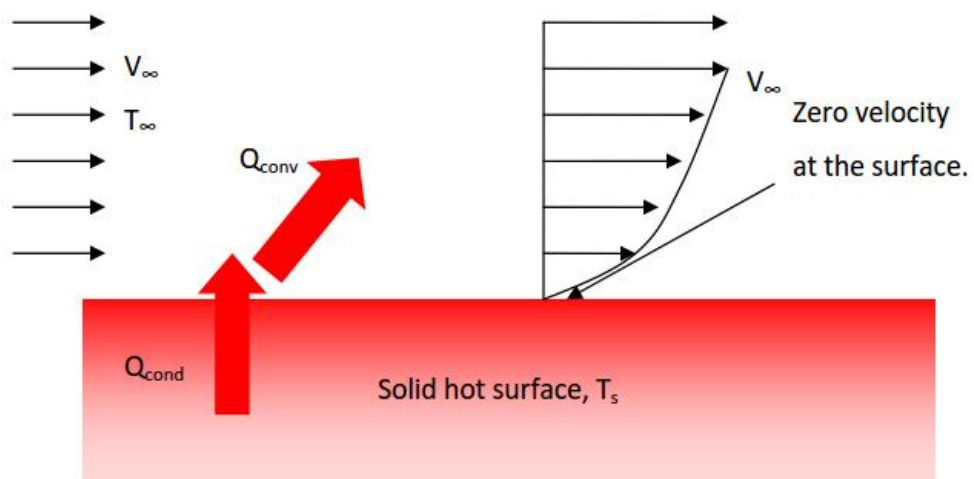
Turbulentin virtauksen alueella voidaan käyttää tulosta

$$Nu = \left(\frac{0,387 (GrPr)^{1/6}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2 , \quad Gr_x Pr > 10^9 \quad (38)$$

joka ei ole riippuvainen paikkakoordinaatista. [36]

2.3.2 Pakotettu konvektio

Kun konvektiivinen ilmavirta tuotetaan ulkoisen voimanlähteen, esimerkiksi puhaltimen avulla, puhutaan pakotetusta konvektiosta. Kuten luonnollisen konvektion tapauksessa, syntyy pakotetussa konvektiossa kappaleen pinnalle nopeus- ja lämpötilajakauma. Kuva 15 esittää pakotetun konvektion toimintaperiaatetta. Koska ilmavirta tuotetaan keinotekoisesti, ei kappaleen pinnan asennolla ole merkitystä, kuten luonnollisen konvektion tapauksessa.



Kuva 15. Pakotetun konvektion toimintaperiaate. [37]

Pakotetun konvektion nopeus- ja lämpötilajakaumaan liittyviä differentiaaliyhtälöitä ei tässä työssä käsitellä, vaan tyydytään valmiisiin, numeerisesti ratkaistuihin tuloksiin, joiden avulla tasolevyn lämmönsiirto voidaan laskea. Teollisuusvaihteen tapauksessa voidaan olettaa tuulettimen tuottaman virtauksen olevan turbulenttista. Tuuletin on lähellä vaihdetta, ja vaihteen pinta on epätasainen ja siinä muotoja jotka edesauttavat turbulentin virtauksen muodostumista. Tasolevyn tapauksessa turbulenttiselle virtaukselle on kirjallisuudessa [36] saatu tulos

$$Nu_x = 0,0297 Re^{0,8} Pr^{0,6}, \quad (39)$$

jossa Re on Reynoldsin luku. Reynoldsin luku kuvastaa liike-energian suhdetta viskositeettiin, ja se saadaan kaavasta

$$Re_x = \frac{v_x l_x}{\nu}, \quad (40)$$

jossa v_x on virtausnopeus. Virtaus on laminaarista kun $Re_x < 10^5$ ja turbulenttista kun $Re_x > 10^5$. Lämmönsiirtokerroin lasketaan kaavalla (33).

Lämpövirta vaihteelle voidaan laskea joko arvatulla pintalämpötilalla, tai määrittämällä lämmönsiirtokerroin kotelon seinämän yli ja käyttämällä öljyn lämpötilaa. Lämmönsiirtokerroin seinämän yli saadaan kaavalla

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{h_{oil}} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_{air}}, \quad (41)$$

jossa h_{oil} on lämmönsiirtokerroin öljyn ja kotelon välillä, t on kotelon seinämän paksuus, k on kotelon lämmönjohtavuus ja h_{air} on lämmönsiirtokerroin kotelon ja ilman välillä. Jos lämmönsiirtokerroin kotelon yli voidaan laskea, voidaan lämpövirran avulla ratkaista myös kotelon pintalämpötila.

2.3.3 Jäähdytysripojen siirtämä lämpövirta

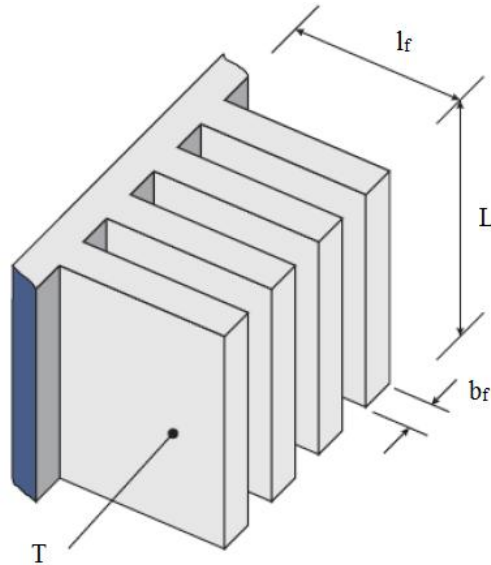
Jäähdytysriivoilla voidaan lisätä vaihteen jäähdyvää pinta-alaa, ja siten parantaa lämmönsiirtoa. Tarkastellaan suorakaiteen muotoista levyripaa, jossa konvektiivisen virtauksen suunta on rivan pituuden L suunta. Ripojen välisen etäisyyden oletetaan olevan riittävä suuri, siten etteivät viereiset rivat vaikuta lämmönsiirtoon. Kuva 16 esittää rivan geometrian.

Rivan lämpötilajakauman ratkaisemiseksi oletetaan rivan olevan paksuuden suunnassa isoterminen. Lisäksi oletetaan, että $b_f \ll l_f$, jolloin rivan kärkeä voidaan pitää eristettynä. Rivan juuren lämpötilaksi oletetaan kotelon pinnan lämpötila T_s . Tällöin lämpötila-

jakauman ratkaisemiseksi käytetään hyperbolisten funktioiden laskusääntöjä. Lämpövir-
ta saadaan tällöin kaavasta

$$\phi = mkb_f \tanh(ml_f)(T_s - T_\infty)L, \quad (42)$$

jossa b_f on rivan paksuus, l_f on rivan korkeus ja L on rivan pituus. [36]



Kuva 16. Levyrivan geometriset mitat. [35](Muokattu)

Levyrivalle kerroin m saadaan kaavasta

$$m = \sqrt{\frac{2h}{kb_f}}, \quad (43)$$

jossa h on lämmönsiirtokerroin ja k rivan lämmönjohtavuus.

2.3.4 Lämpösäteily

Osa vaihteen lämmönsiirrosta tapahtuu lämpösäteilyn avulla. Vaihteesta poistuvaa lämpösäteilyä lasketaan kotelon ja ympäristön lähettämän säteilyn tasapainotilanteessa. Vaihde säteilee ympäristöön, mutta myös ympäristö säteilee vaihteeseen.

Lämpösäteilyn siirtämä lämpövirta vaihteesta ympäristöön tasapainotilanteessa voidaan laskea kaavalla

$$Q_{rad} = A\varepsilon\delta(T_s^4 - T_\infty^4), \quad (44)$$

jossa ε on kotelon pinnan emissiviteetti ja δ on Stefanin-Boltzmannin vakio $\delta = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$. [36] Emissiviteetille on saatu Taulukon 1 mukaisia arvoja [9].

Taulukko 1. Emissiviteetin arvoja.

Materiaali ja käsittelytapa	Emissiviteetti ε
Valurauta, valun jälkeinen pinta	0,60..0,80
Valurauta, koneistettu pinta	0,15
Teräs, valssattu	0,80..0,90
Kaikki maalatut pinnat, puhdas ja pölyinen/öljyinen	0,90..0,95

Kappaleen värillä ei ole suoraa vaikutusta kappaleesta poistuvan lämpösäteilyn määrään, koska lämpösäteily tapahtuu pääasiassa infrapuna-alueella, eikä näkyvän valon alueella.

2.3.5 Johtuminen

Osa vaihteen lämmöstä siirtyy ympäristöön rakenteita pitkin johtumalla. Lämpö johtuu ensiöakselia pitkin sähkömoottorille, toisioakselia pitkin prosessiin, sekä alustan kautta perustuksiin. Usein sähkömoottorin tai prosessin lämpötilaa ei tarkasti tiedetä, joten lämpövirtaa on vaikea arvioida. Lisäksi vaihteen kytkinratkaisut tulee ottaa huomioon, sillä kytkin voi merkittävästi vähentää lämmön johtumista. Toisaalta suurikokoinen kytkin voi toimia myös jäähdyttävänä elementtinä, jolloin sen lämpötila tulee ratkaista, jotta lämpövirta voidaan laskea.

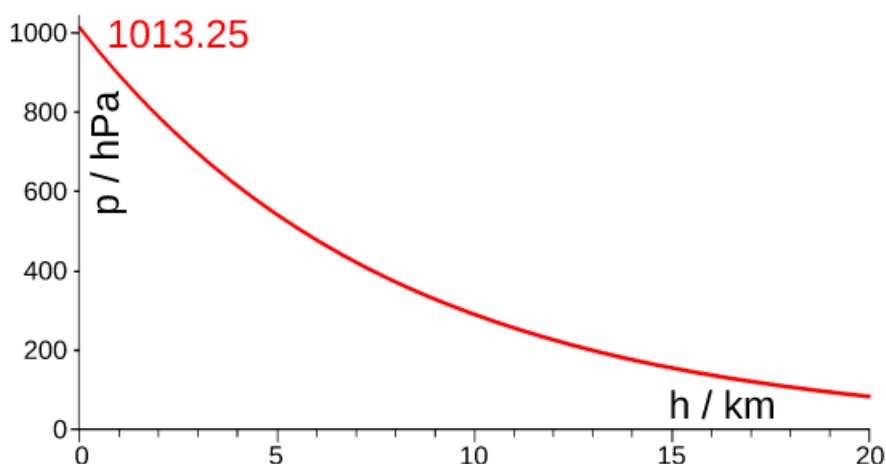
Johtuminen alustaan riippuu vaihteen kiinnitystavasta ja alustan materiaalista. Esimerkiksi lämpövirta vaihteen kiinnityspisteiden kautta betonilattiaan on hyvin pieni, ja voidaan siten jättää huomioimatta. Niin sanottujen tappivaihteiden kiinnitys on toteutettu momenttituella, jolloin lämpö johtuu rakenteisiin vain suhteellisen ohutta terästankoa pitkin. Jos momenttituki on lyhyt, ja se on kiinnitetty teräsrakenteisiin, on lämpövirta suuruusluokaltaan jo merkittävä. Yksidimensioisessa tapauksessa voidaan johtumalla siirtyvä lämpövirta laskea kaavalla

$$Q_{cond} = k \frac{(T_2 - T_1)}{l} A, \quad (45)$$

jossa T_1 ja T_2 ovat pintalämpötiloja ja l on pituus [36]. Pituus on esimerkiksi akselin tai momenttituen pituus, tai seinämän paksuus.

2.3.6 Vaihteen asennuskorkeuden vaikutus jäähtymiseen

Vaihteen asennuskorkeus vaikuttaa sekä luonnollisella, että pakotetulla konvektiolla jäähdytettyjen vaihteiden lämmönsiirtoon. Maan ilmakehä ohenee korkeassa ilmanalassa, jolloin ilman tiheys pienenee. Kuva 17 esittää ilmakehän paineen korkeuden funktiona.



Kuva 17. Ilmakehän paine korkeuden funktiona. [38]

Ilman tiheyden muutos osittain kompensoituu luonnollisen konvektion tapauksessa, koska virtauksen muodostaa vaihteen ympärillä olevan ilman paikallinen lämpeneminen. Prandtin luku ei riipu ilman tiheydestä, joten arvoa $Pr = 0,71$ voidaan käyttää korkeudesta riippumatta. Ilman tiheys kuitenkin vaikuttaa kinemaattisen viskositeettiin, joka esiintyy Grashofin luvussa. Kinemaattinen viskositeetti kasvaa tiheyden pienentyessä, jolloin Grashofin luku, ja siten myös lämpövirta pienenevät.

Pakotetun konvektion tapauksessa tilanne on toisenlainen. Vaikka puhaltimen tuottaman ilmavirran tilavuuden oletettaisiin pysyvän samana, tiheyden pienentyessä jäähdyttävä massavirta pienenee. Tiheyden pieneminen näkyy Reynoldsin luvun pienemisenä, joka johtaa pienempään lämmönsiirtokertoimeen.

Taulukko 2 esittää korkeuden vaikutuksen ilmakehän paineeseen, sekä lämmönsiirtoon luonnollisen ja pakotetun konvektion tapauksessa. Paineen vaikutus laskettiin pystylevyllä muuttamalla ilman tiheyttä. Tiheys laskettiin ilman paineen avulla ideaalikaasun tilanyhtälöstä. Luonnollisen konvektion tapauksessa käytettiin laminaarisen virtauksen kaavaa, ja pakotetun konvektion tapauksessa turbulenttisen virtauksen kaavaa.

Taulukko 2. Korkeuden vaikutus luonnollisen ja pakotetun konvektion tehokkuuteen

Korkeus [m]	Paine [kPa]	Luonnollinen konvektio	Pakotettu konvektio
0	101,3	1	1
1000	89	0,94	0,91
2000	79	0,88	0,83
3000	69	0,83	0,75
4000	62	0,79	0,68

Taulukosta nähdään, että luonnollisen konvektion siirtämä lämpöteho heikkenee noin 5% jokaista 1000 metriä kohden. Pakotettuun konvektioon ilmanpaineen vaikutus on noin 8% jokaista 1000 metriä kohden. Taulukon arvot ovat viitteellisiä, koska oletuksena oli, ettei virtauksen luonne muutu. Arvoja ei siksi pidä suoraan käyttää mitoittavaan laskentaan. Korkeudella ja ilmanpaineella ei ole suoraa vaikutusta lämpösäteilyn tehokkuuteen.

3. VAIHTEEN TEHOHÄVIÖIDEN JA JÄÄHTYMIS- TEHON LASKENTA

3.1 Johdanto laskentamalleihin

Tässä kappaleessa esitetään kolmelle erilaiselle vaihteelle lasketut tehohäviöt, jäähdytysteho sekä terminen teho. Laskentaa varten generoitiin kolme virtuaalista vaihdetta, jotka edustavat mittojen puolesta todellisia Santasalon teollisuusvaihteita. Vaihteiksi valittiin 1-portainen vaakavaihte, 2-portainen pystyvaihte sekä 3-portainen vaakavaihte. Vaihteiden komponentit sekä hammastettujen osien mitat on esitetty liitteessä C.

Tehohäviöt ja jäähdytysteho laskettiin standardien ISO/TR 14179-2 (2001) ja AGMA (AGMA/ISO 14179-1) mukaan. Jäähdytysteho laskettiin lisäksi kappaleessa 2.3 esitettyjen lämmönsiirron kaavojen avulla. Terminen teho laskettiin Santasalon laskentaohjeen SAD3000, sekä standardien ISO/TR 14179-2 ja AGMA mukaan.

Taulukko 3 esittää standardissa ISO/TR 14179-2 käytettävien laskentamallien nimet sekä niihin liittyvien kaavojen numerot.

Taulukko 3. ISO/TR 14179-2:n laskentamallien nimet ja kaavojen numerot.

Laskenta	Laskentamallia kuvaava nimi	Kaavat
Hammaspyörän kuormasta riippuva	Ohlendorf & Schlenk	(2)(5)(8)
Hammaspyörän kuormasta riippumaton	Mauz	(11)(12)(13)
Laakerit, kuormasta riippuva	Palmgren / ISO/TR 14179-2	(18)(22)(23)
Laakerit, kuormasta riippumaton	Palmgren / ISO/TR 14179-2	(18)(19)(20)(23)
Tiivisteet	Simrit	(29)
Jäähdytminen	Funck, G. / FVA	Liite D

Standardi ISO/TR 14179-2 käyttää vaihteen jäähdytystehon laskentaan Funck'in [39] tutkimukseen perustuvaa laskentamallia. Laskenta perustuu teoreettisiin kaavoihin, joita on muokattu mittaustulosten perusteella soveltumaan teollisuusvaihteen jäähdytystehon laskentaan [10]. Laskentamallin teoriaa ei tässä työssä käydä läpi, mutta laskenta 2-portaiselle vaihteelle on esitetty liitteessä D.

Taulukko 4 esittää AGMA:n laskennassa käytettävien laskentamallien nimet sekä niihin liittyvien kaavojen tai liitteiden numeron.

Taulukko 4. AGMA ISO 14179-1:n laskentamallien nimet ja kaavojen numerot

Laskenta	Laskentamallia kuvaava nimi	Kaavat
Hammaspyörä, kuormasta riippuva	Dudley	Liite E
Hammaspyörä, kuormasta riippumaton	Dudley / AGMA	Liite E
Laakerit, kuormasta riippuva	Palmgren / AGMA	(18)(22)(23)
Laakerit, kuormasta riippumaton	Palmgren / AGMA	(18)(19)(20)(23)
Tiivisteet	AGMA	(31)
Jäähtyminen	AGMA	(32)

AGMA:n hammaspyörän kuormasta riippuvan tehohäviön teoriaan ei tässä työssä perehdytä, mutta laskentakaavat on esitetty liitteessä E. Laakereiden kuormasta riippumattomien häviöiden laskennassa kertoimen f_0 määrittäminen eroaa standardin ISO/TR 14179-2 esitystavasta, vaikka laskentakaava onkin sama. Jäähdytysteho lasketaan kaavalla (32), jota muokataan AGMA:n esittämällä, olosuhteista riippuvilla kokeellisilla kertoimilla.

Jäähtymistehon laskenta 2-portaiselle pystyvaihteelle kappaleen 2.3 lämmönsiirron laskentakaavoilla on esitetty liitteessä F. Santasaloon laskentaohjeen SAD3000 termisen tehon kaava on esitetty liitteessä G.

3.2 1-portaisen vaakavaihteen laskennan tulokset

Ensimmäiseksi tarkasteltavaksi vaihteeksi valittiin mahdollisimman yksinkertainen vaihde. Vaihteeksi valittiin laskentaa varten generoitu, 1-portainen roiskevoideltu vaakavaihde ilman tuuletinta. Vaihteen nimellisteho on 533kW ja ensiöakselin pyörimisnopeus 1500rpm. Yksiportaisten vaihteiden terminen teho on tyypillisesti alhainen verrattuna vaihteen mekaaniseen tehoon. Tämä johtuu siitä, että yksiportaisten vaihteiden fyysinen koko on pieni, mutta tehonsiirtokyky on suuri pienen välityssuhteen takia. Suurissa 1-portaisissa vaihteissa onkin lähes poikkeuksetta painevoitelu ja jäähdytys.

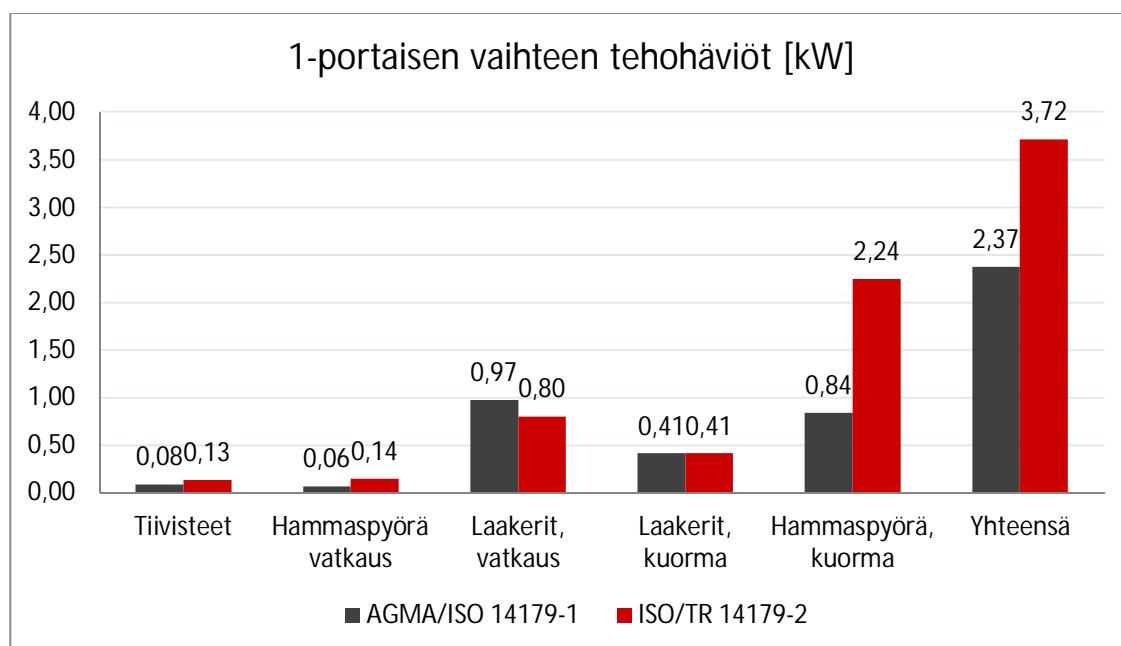
Termisen teho laskennassa ympäristön lämpötilana oli $T_\infty = 25^\circ\text{C}$, ja öljyn sallittu lämpötila oli $T_{oil} = 90^\circ\text{C}$. Ainoastaan ISO/TR 14179-2 ottaa huomioon öljyn koostumuksen vaikutuksen, ja tässä laskennassa käytettiin PAO –pohjaista synteettistä öljyä. AGMA:n laskenta on kehitetty sopimaan vaihteille joissa käytetään synteettisiä öljyjä, eikä öljyn koostumusta voi laskennassa muuttaa [25].

Taulukko 5 esittää termisen tehon laskennan tulokset. Taulukosta nähdään, että kaikki lasketut termiset tehot jäivät selvästi alle vaihteen nimellistehon. Tuloksissa on myös suuria eroja. AGMA antaa yli kaksinkertaisen termisen tehon ISO/TR 14179-2:en verrattuna, ja 43% suuremman kuin SAD3000.

Taulukko 5. Terminen teho 1-portaiselle vaakavaihteelle

Laskentamenetelmä	Terminen teho [kW]
SAD3000	289
AGMA/ISO 14179-1	413
ISO/TR 14179-2	144

Koska tulokset eroavat toisistaan huomattavasti, tarkastellaan tehohäviöiden laskentaa tarkemmin. Kuva 18 esittää vaihteen komponenttien tehohäviöt laskettuna AGMA:n ja ISO/TR 14179-2:n mukaan käyttöteholla 300kW.

**Kuva 18. Tehohäviöt 1-portaiselle vaihteelle käyttöteholla 300kW.**

Kuvasta nähdään, että hammaspyörän kuormasta riippuvan tehohäviön laskennassa on suuri ero standardien välillä. Muissa tehohäviöissä on pieniä eroja, mutta suuruusluokka koko vaihteen häviöihin suhteutettuna on sama. Vaikka tehohäviöissä on eroja, on tehohäviön osuus suhteutettuna käyttötehoon kuitenkin samaa suuruusluokkaa. Kokonaistehohäviö oli AGMA:n mukaan 0,8% ja ISO/TR 14179-2:n mukaan 1,2% käyttötehosta. SAD3000 olettaa tehohäviöiksi 1,5% per porras.

Koska terminen teho määräytyy tehohäviöiden ja jäähtymisen tasapainotilanteen mukaan, tarkasteltiin seuraavaksi vaihteen jäähtymistä. Taulukko 6 esittää vaihteen jäähtymisteholle saadut arvot. Vaihteen jäähtyminen on laskettu standardien omilla menetelmillä, sekä vertailun vuoksi lämmönsiirron laskentakaavoilla luonnollisen konvektion ja lämpösäteilyn summana.

Taulukko 6. 1-portaisen vaihteen jäähtymisteho

Laskentamenetelmä	Konvektio [kW]	Säteily [kW]	Yhteensä [kW]
Lämmönsiirron laskentakaavat	1,07	0,96	2,03
ISO/TR 14179-2	1,48	0,96	2,44
AGMA/ISO 14179-1	-	-	2,77

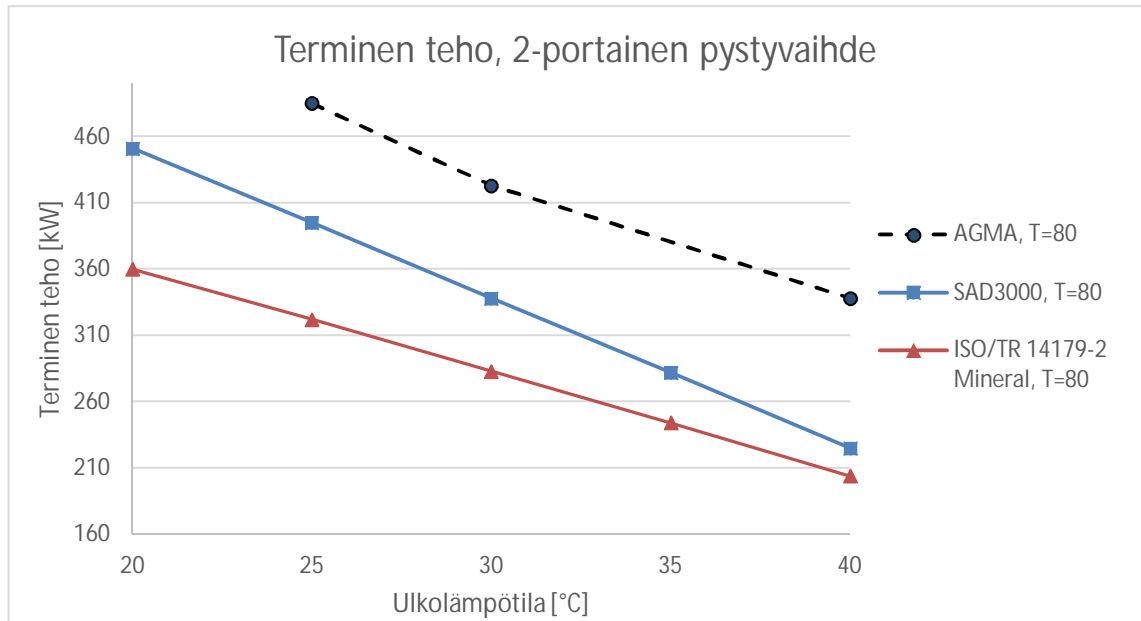
Lämmönsiirron laskennassa vaihteen oletettiin olevan suoraseinäinen laatikko, jonka korkeus on 0,72m, ja jäähtyvä pinta-ala 2,2m². Lämmönsiirron laskentakaavoissa lämpövirtaa vaihteen pohjasta ei otettu huomioon. Lämmönsiirto vaihteen yläpinnasta otettiin huomioon lisäämällä katon pinta-ala seinämien pinta-alaan. Laskenta supistui siten pystylevyn lämmönsiirron laskennaksi. Luonnollinen konvektio laskettiin laminaarisena virtauksena kriittiseen korkeuteen (0,57m) asti, jossa virtaus muuttuu turbulentiksi. Loppuosa laskettiin turbulenttisena virtauksena. Kotelon pintalämpötilan oletettiin olevan 5 astetta alhaisempi kuin öljyn lämpötilan. Vaihde oli maalattu, eli emissiviteettinä käytettiin arvoa $\varepsilon = 0,9$.

Yksinkertaisilla lämmönsiirron kaavoilla jäähtymistehoksi saatiin 1,99kW, josta luonnollisen konvektion osuus oli 1,03kW, ja säteilyn osuus 0,96kW. ISO/TR 14179-2 antoi säteilyteholle saman arvon, mutta luonnollisen konvektion osuus oli huomattavasti suurempi, 1,48kW. AGMA:n laskukaavassa ei ole mahdollista eritellä säteilyn ja konvektion osuutta. Suurimman jäähtymistehon, 2,77kW, antoi AGMA.

3.3 2-portaisen pystyvaihteen laskennan tulokset

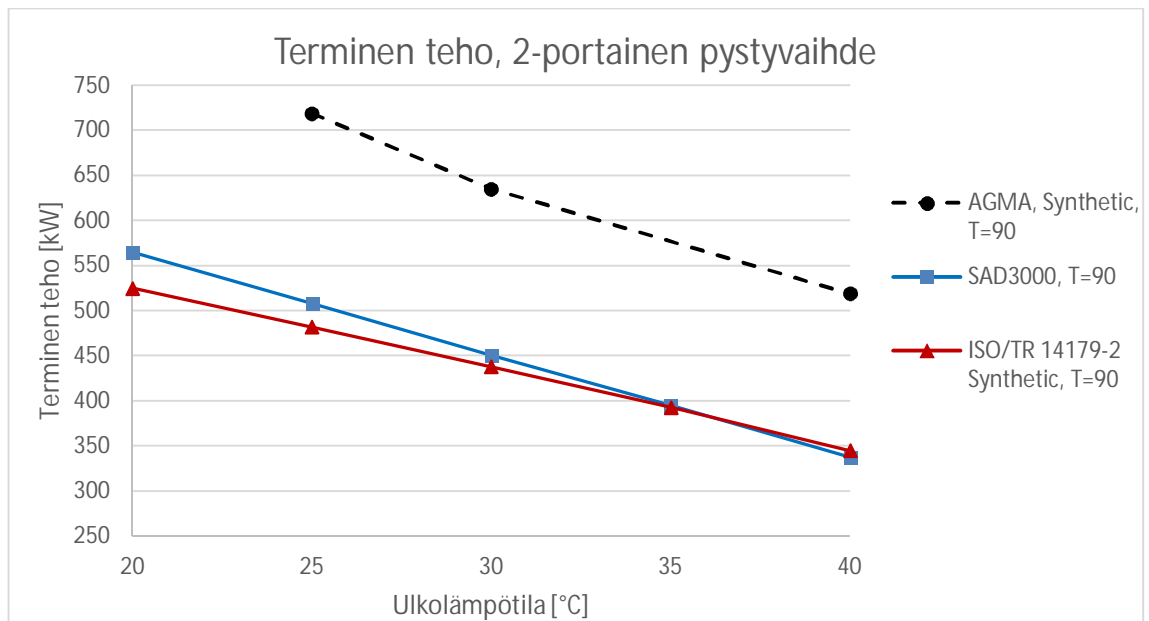
Toisena vaihteenä oli laskentaa varten generoitu 2-portainen pystyvaihde, jossa oli tuuletin ja jäähdytysriipoja. Vaihteen nimellisteho oli 355kW ja ensiöakselin pyörimisnopeus 1170rpm. Ensimmäisen portaan tehohäviöitä ei vähennetty laskennassa toiselle portaalalle menevästä käyttötehosta.

Vaihteen terminen teho laskettiin useilla ympäristön lämpötiloilla. Kuva 19 esittää termisen tehon ympäristön lämpötilan funktiona kun $T_{oil} = 80^{\circ}\text{C}$. Kuvasta nähdään, että ympäristön lämpötila vaikuttaa hieman eri tavalla kaikkiin menetelmiin. AGMA antaa huomattavasti suuremman termisen tehon kuin ISO/TR 14179-2. SAD3000 antaa suuremman termisen tehon kuin ISO/TR 14179-2, mutta tulokset lähenevät toisiaan korkeilla ympäristön lämpötiloilla.



Kuva 19. 2-portaisen pystyvaihteen termisen teho ympäristön lämpötilan funktiona, $T_{oil}=80^{\circ}\text{C}$.

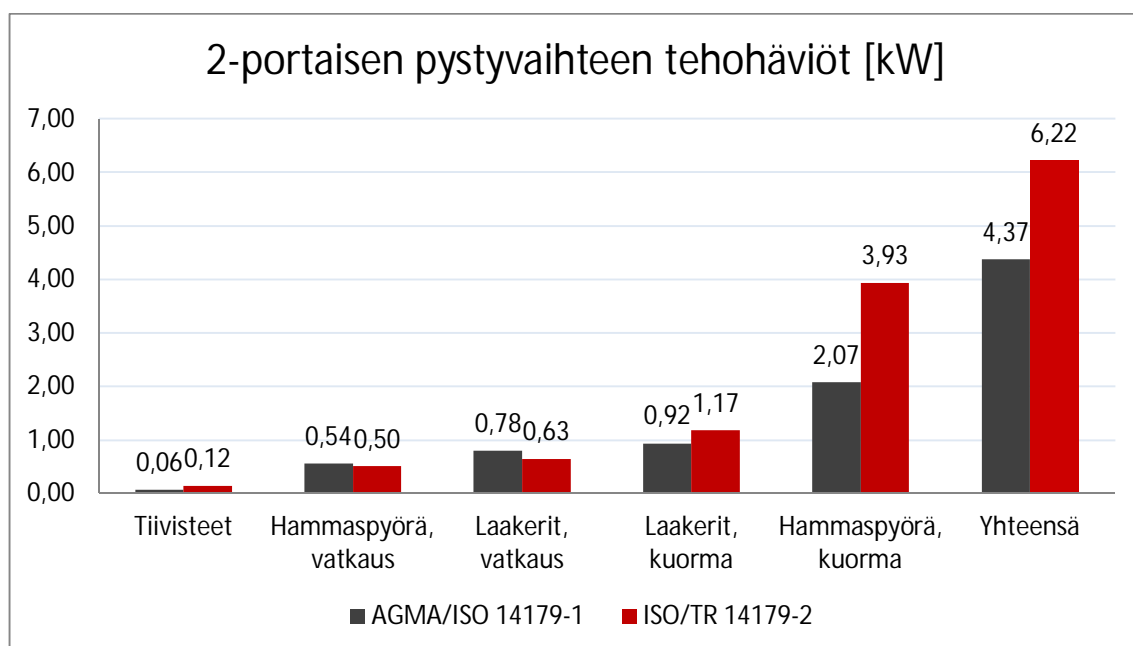
Tilanne muuttuu hieman, kun sallittua öljyn lämpötilaa nostetaan, ja ISO/TR 14179-2:n laskentaan syötetään synteettinen öljy. Kuva 20 esittää termisen tehon laskettuna synteettisellä PAO-pohjaisella öljyllä, jonka suurin sallittu lämpötila oli $T_{oil} = 90^{\circ}\text{C}$.



Kuva 20. 2-portaisen pystyvaihteen termisen teho ympäristön lämpötilan funktiona, $T_{oil}=90^{\circ}\text{C}$.

Kuvasta nähdään, että AGMA antaa huomattavasti suuremman termisen tehon kuin SAD3000 tai ISO/TR 14179-2. SAD3000:n ja ISO/TR 14179-2:n tulokset eroavat nyt enintään 10%. SAD3000:n mukaan laskettu termisen teho laskee ympäristön lämpötilan funktiona jyrkemmin kuin ISO/TR 14179-2:n termisen teho.

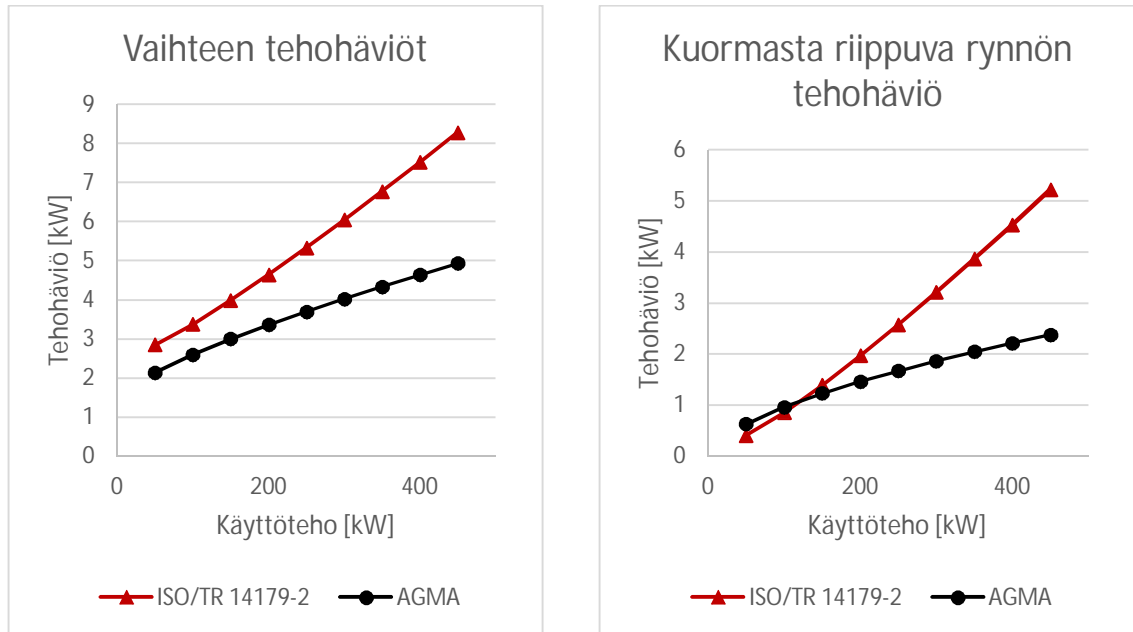
Tehohäviöiden tarkastelussa huomataan, että suurin ero AGMA:n ja ISO/TR 14179-2:n välillä on hammaspyörän kuormasta riippuvissa tehohäviöissä. Kuva 21 esittää vaihteelle lasketut tehohäviöt käyttöteholla 355kW.



Kuva 21. Tehohäviöt 2-portaiselle pystyvaihteelle käyttöteholla 355kW.

ISO/TR 14179-2 antaa lähes kaksinkertaisen tehohäviön hammaspyörien kuormasta riippuville tehohäviöille. Tästä seuraa, että koko vaihteen tehohäviö on ISO/TR 14179-2 laskennassa yli 40% AGMA:a suurempi. Laakereiden kuormasta riippuvan tehohäviön ero johtuu kartiorullalaakereiden kuormitustilanteen määrittämiseen liittyvästä eroavaisuudesta standardien välillä. Tehohäviöt olivat AGMA:n mukaan 1,2%, ja ISO/TR 14179-2:n mukaan 1,8% käyttötehosta.

Kuva 22 esittää laskettujen tehohäviöiden käyttäytymisen käyttötehon funktiona. Kuvassa vasemmalla on koko vaihteen tehohäviöt, ja oikealla rynnön tehohäviöt. Kuvasta nähdään, että AGMA:n ja ISO/TR 14179-2:n tehohäviöt eivät seuraa samanlaista käyrää käyttötehon funktiona. ISO/TR 14179-2:n tehohäviö kasvaa eksponentiaalisesti, kun AGMA:n tehohäviön käyrä on logaritminen.



Kuva 22. 2-portaisen pystyvaihteen tehohäviöt sekä rynnön tehohäviö käyttötehon funktiona AGMA:n ja ISO/TR 14179-2:n mukaan laskettuna.

Tarkastellaan seuraavaksi vaihteen jäähdytystehoa tapauksessa, jossa öljyn lämpötila $T_{oil} = 80^{\circ}\text{C}$, ympäristön lämpötila $T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$ ja emissiviteetti $\varepsilon = 0,9$. Taulukko 7 esittää lasketun jäähdytystehon AGMA:n, ISO/TR 14179-2:n, sekä lämmönsiirron laskentakaavojen mukaan.

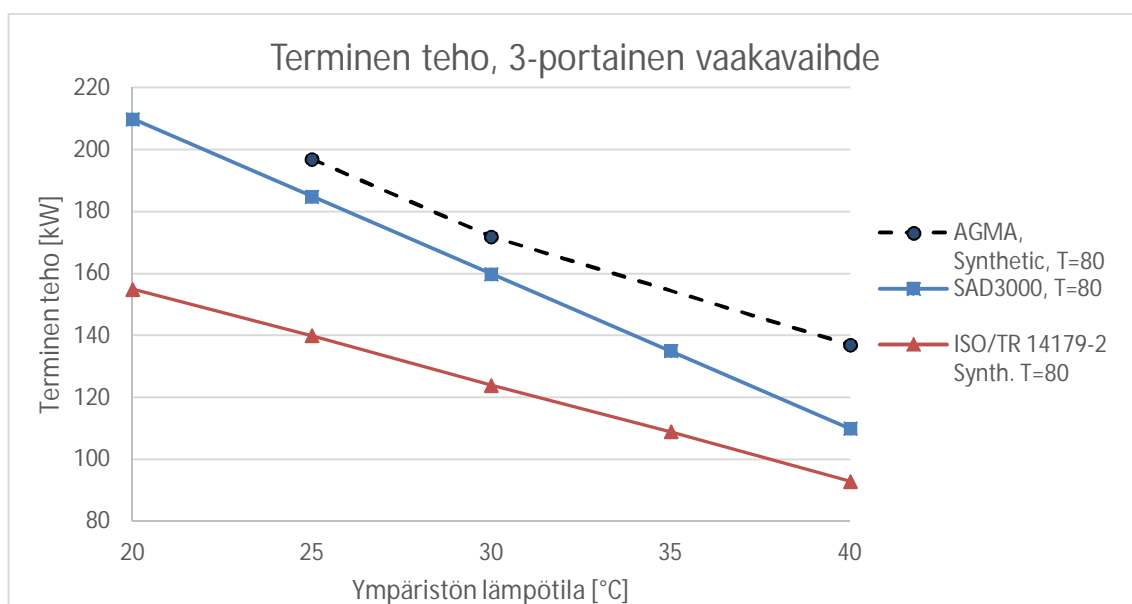
Taulukko 7. 2-portaisen pystyvaihteen jäähdytysteho.

Laskentamenetelmä	Konvektio [kW]	Säteily [kW]	Yhteensä [kW]
Lämmönsiirron laskentakaavat	3,11	1,56	4,67
ISO/TR 14179-2	5,31	1,57	6,88
AGMA/ISO 14179-1	-	-	5,14

Kuten 1-portaisen vaihteen kohdalla, on 2-portaisellakin vaihteella jäähdytystehon laskennassa suuria eroja menetelmien välillä. ISO/TR 14159-2 antaa huomattavasti suuremman jäähdytystehon kuin AGMA tai lämmönsiirron laskentakaavat. Säteilyn osuus on kuitenkin sama, joten ero tulee konvektion laskennasta. Konvektiivinen lämmönsiirto laskettiin luonnollisen ja pakotetun konvektion yhdistelmänä. ISO/TR 14179-2:n mukainen laskenta on esitetty liitteessä D, ja lämmönsiirron laskentakaavojen mukainen laskenta liitteessä F.

3.4 3-portaisen vaakavaihteen laskennan tulokset

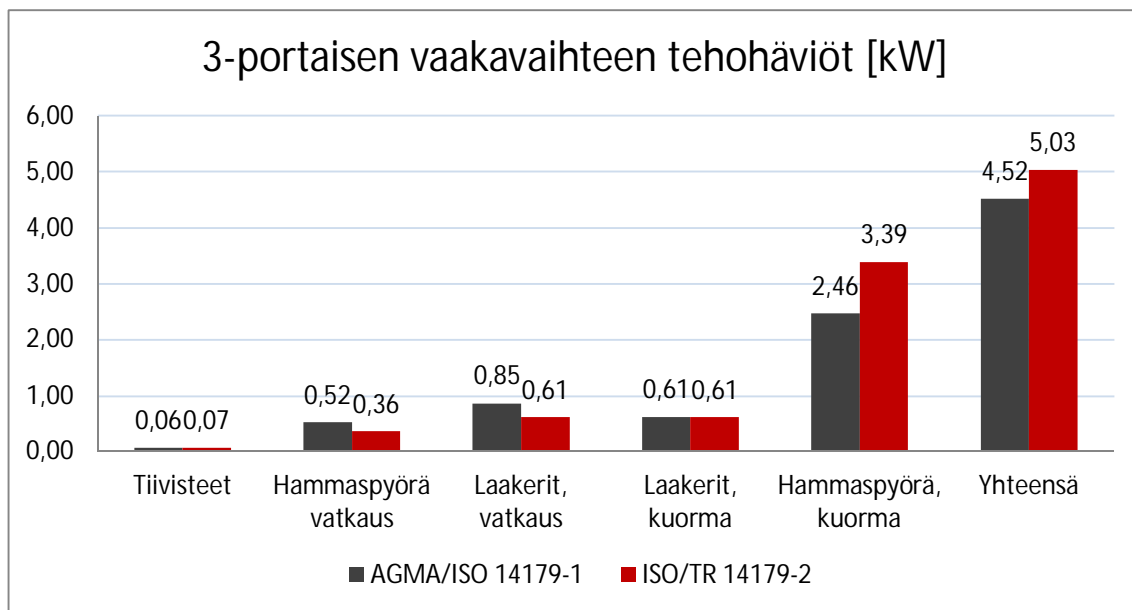
Kolmantena vaihteena oli laskentaa varten generoitu 3-portainen roiskevoideltu vaakavaihte ilman tuuletinta. Vaihteen nimellinen teho oli 160kW ja ensiöakselin pyörimisnopeus 1500rpm. Öljynä oli synteettinen PAO -pohjainen öljy, jonka suurin sallittu lämpötila oli $T_{oil} = 80^{\circ}\text{C}$. Kuva 23 esittää vaihteen termisen tehon ympäristön lämpötilan funktiona, laskettuna menetelmillä ISO/TR 14179-2, AGMA sekä SAD3000.



Kuva 23. 3-portaisen vaakavaihteen terminen teho ympäristön lämpötilan funktiona, $T_{oil} = 80^{\circ}\text{C}$

Suurimman termisen tehon antaa AGMA, ja pienimmän ISO/TR 14179-2. ISO/TR 14179-2:n terminen teho jäi alle nimellistehon kaikilla lasketuilla ympäristön lämpötiloilla. Kuvasta nähdään, että SAD3000:n ilmoittama terminen teho laskee eniten ympäristön lämpötilan funktiona.

Kuva 24 esittää vaihteen tehohäviöt laskettuna AGMA:n ja ISO/TR 14179-2:n mukaan. Laakereina vaihteessa oli pallomaisia rullalaakereita, joille kuormasta riippuvan tehohäviön laskentatapa on identtinen. Laakereiden kuormasta riippumaton vatkauhäviö oli sen sijaan AGMA:n mukaan noin 40% suurempi kuin ISO/TR 14179-2:n mukaan. Öljypinnan korkeus oli asetettu korkeudelle 42mm keskitasosta alaspäin. Myös hammaspyörän kuormasta riippumaton tehohäviö oli AGMA:n mukaan laskettuna noin 40% suurempi.



Kuva 24. Tehohäviöt 3-portaiselle vaakavaihteelle käyttöteholla 160kW

Suurin ero oli kuitenkin hammaspyörän kuormasta riippuvissa häviöissä. Taulukko 9 esittää hammaspyörän kuormasta riippuvat tehohäviöt portaittain. Taulukosta nähdään, että portaan 3 tehohäviöissä ei ole suurta eroa, vaan erot tulevat ensimmäisen ja toisen portaan tehohäviöistä. ISO/TR 14179-2:n mukaan laskettu tehohäviö on ensimmäisellä portaalla yli kaksinkertainen AGMA:an verrattuna. Vaihteen yhteenlasketut tehohäviöt olivat AGMA:n mukaan laskettuna 2,8% ja ISO/TR 14179-2 mukaan 3,1% käyttötehosta

Taulukko 8. Hammaspyörän kuormasta riippuvat tehohäviöt portaittain.

Laskentamenetelmä	Tehohäviöt [kW]		
	porras 1	porras 2	porras 3
ISO/TR 14179-2	0,92	0,98	1,49
AGMA/ISO 14179-1	0,40	0,66	1,41

AGMA:n laskennassa on annettu rajoitus hammaspyörän kehänopeudelle. Kehänopeuden on oltava välillä $2 \text{ m/s} < v_t < 25 \text{ m/s}$. 3-portaisessa vaihteessa hitaasti pyörivän portaan 3 kehänopeus oli $0,91 \text{ m/s}$, eli selvästi alle rajan.

Vaihteen jäähtymisteho laskettiin AGMA:n, ISO/TR 14179-2:n sekä lämmönsiirron laskentakaavojen avulla. Laskentatapa oli identtinen 1-portaisen vaihteen kanssa. Taulukko 9 esittää jäähtymistehon, kun ympäristön lämpötilalla oli $T_\infty = 25^\circ\text{C}$ ja emissiiviteetti $\varepsilon = 0,9$.

Taulukko 9. 3-portaisen vaakavaihteen jäähtymisteho.

Laskentamenetelmä	Konvektio [kW]	Säteily [kW]	Yhteensä [kW]
Lämmönsiirron laskentakaavat	1,84	1,73	3,57
ISO/TR 14179-2	3,01	1,87	4,89
AGMA/ISO 14179-1	-	-	5,04

Taulukosta nähdään, että suurimman jäähtymistehon antaa AGMA, ja pienimmän lämmönsiirron laskentakaavat. AGMA:n tulos on lähellä ISO/TR 14179-2:n tulosta. Säteilyteho oli lämmönsiirron laskentakaavoilla ja ISO/TR 14179-2:n laskennassa samaa suuruusluokkaa. Ero jäähtymistehossa tulee konvektiivisen lämmönsiirron laskennasta.

3.5 Laskentatulosten tulkinta

Suurimmat erot laskentamenetelmien välillä olivat hammaspyörän kuormasta riippuvissa tehohäviöissä, sekä konvektiivisen lämmönsiirron laskennassa. ISO/TR 14179-2:n hammaspyörän kuormasta riippuvan tehohäviön laskennassa käytetään Schlenkin kitkakerrointa. Kitkakerroin kasvaa hammaspyörän hampaan normaalivoiman funktiona potenssissa 0,2. Tällöin rynnön tehohäviö kasvaa käyttötehon funktiona potenssissa 1,2 (ks. Kuva 22). AGMA:n esityksessä kitkakerroin määritetään kokeellisten kertomien perusteella. Kitkakerroin lasketaan kaavalla, jossa voimaintensiteetille, joka kuvaa hampaan normaalivoimaa, annetaan potenssi -0,4. Tästä syystä suurilla normaalivoimilla AGMA antaa todella pieniä kitkakertoimia, ja siten myös pieniä tehohäviöitä rynnölle.

Kun tilannetta tarkastellaan vaihteen hyötysuhteen näkökulmasta, huomataan että AGMA antaa vaihteille korkeita hyötysuhteita suurilla käyttötehoilla. 2-portaisen esimerkkivaihteen tapauksessa koko vaihteen hyötysuhde suunnitellulla käyttöteholla on 98,75%. Kaksiportaisen vaihteen tapauksessa tätä ei voida pitää uskottavana tuloksena. Voidaan siis todeta, että AGMA:n laskenta antaa kuormasta riippuvalle tehohäviölle liian pieniä arvoja.

Jäähtymistehon laskennassa lämmönsiirron laskentakaavoilla saadut tulokset olivat huomattavasti pienempiä kuin AGMA:n tai ISO/TR 14179-2:n mukaiset tulokset. Mahdollisia syitä pieniin tuloksiin on useita. Tulokset viittaavat siihen, että kappaleessa 2.3 esitetyillä konvektiivisen lämmönsiirron kaavoilla on vaikea kuvata vaihteen todellista jäähtymistä. Laskentamenetelmät esimerkkivaihteiden tapauksissa olivat liian yksinkertaistettuja tarkkojen tulosten saamiseksi. Vaihteen pohjaa ei otettu laskennassa ollenkaan huomioon, ja katto laskettiin seinänä. Todellisten vaihteiden seinät eivät myöskään ole suoria tai sileitä. Todellinen jäähtyvä pinta-ala on suurempi kuin suoraseinäisellä laatikolla. Epätasainen geometria edesauttaa myös turbulenttisen virtauksen muodostumista, jolloin lämmönsiirto paranee. Myös karakteristisen mitan l_x määrittäminen on todelliselle vaihteelle haasteellista, ja sen vaikutus eri menetelmiin on erilainen.

4. YHTEENVETO

Tässä diplomityössä tutustuttiin vaihteen tehohäviöihin ja niiden laskentamenetelmiin, sekä jäähtymistehoon liittyviin analyyttisiin lämmönsiirron kaavoihin. Tehohäviöiden ja jäähtymistehon avulla laskettiin vaihteen mitoittava terminen teho. Laskentamenetelmiä sovellettiin kolmeen laskentaa varten generoituun Santasaloon vaihteeseen, ja laskennan tuloksia vertailtiin keskenään.

Tehohäviöiden laskennan tuloksista nähtiin, että suurin osa vaihteen tehohäviöistä syntyy suuresti kuormitetulla vaihteella hammaspyörän rynnöstä. Toiseksi suurin tehohäviö syntyy laakereista, ja kolmanneksi suurin voiteluaineen vatkauksesta. Tiivisteiden tehohäviön osuus oli pienin, vain noin 2%. Jäähtymistehon laskennassa huomattiin, että myös säteilyteholla oli merkittävä rooli vaihteen jäähtymisessä, etenkin luonnollisella konvektiolla jäähtyvissä vaihteissa.

Vaihteille laskettiin terminen teho standardien AGMA/ISO 14179-1 ja ISO/TR 14179-2 mukaan. Näissä menetelmissä terminen teho lasketaan tehohäviöiden ja jäähtymistehon perusteella. Vertailun vuoksi terminen teho laskettiin myös Santasaloon laskentaohjeen SAD3000 mukaan. Tuloksista nähtiin, että termisen tehon laskennassa oli huomattavia eroja menetelmien välillä. AGMA:n terminen teho oli suurin, ja ISO/TR 14179-2:n pienin, kaikille lasketuille vaihteille lähes kaikissa olosuhteissa.

Myös tehohäviöiden ja jäähtymistehon laskennassa oli merkittäviä eroja menetelmien välillä. Laskentamenetelmien kompleksisuuden, ja tulosten suuren hajonnan takia, voidaan empiirisen datan puuttuessa laskentamallien tarkkuudesta tehdä vain harvoja johtopäätöksiä. Kappaleessa 2.2.1 esitetyllä hammaspyörän kuormasta riippuvan tehohäviön laskentamallilla, jota ISO/TR 14179-2 käyttää, on vankka tutkimus- ja teoriapohja. Sen sijaan AGMA:n esityksen todettiin kappaleessa 3.5 antavan epärealistisen pieniä tuloksia. Muilta osin AGMA:n ja ISO/TR 14179-2 välillä ei tehohäviöiden laskennassa ole suuria eroja.

Standardien mukainen termisen tehon laskentatapa on joustava, ja laskentaa on helppo muokata ja päivittää, koska tehohäviöt lasketaan komponenteittain. Esimerkiksi laakereiden tehohäviön laskenta voidaan vaihtaa uuden SKF:n laskennan mukaiseksi. Täytyy kuitenkin ottaa huomioon, että esimerkiksi standardin ISO/TR 14179-2 jäähtymistehon laskenta on sovitettu kokeelliseen dataan. Jos laakereiden tehohäviön laskenta vaihdetaan malliin, joka antaa järjestelmällisesti esimerkiksi suurempia tehohäviöitä, voi termisen tehon laskenta vääristyä.

Kirjallisuustutkimuksen, sekä laskettujen tulosten perusteella voidaan kuitenkin todeta, että ISO/TR 14179-2:n mukainen laskenta soveltuu Santasalon vaihteiden termisen tehon mitoittamiseen. Lasketut termiset tehot olivat joko samaa luokkaa tai pienempiä kuin SAD3000:n mukaiset termiset tehot, jolloin mitoituksessa ollaan varmalla puolella.

Termisen tehon mitoittaminen tehohäviöiden ja jäähtymistehon avulla avaa monia mahdollisuuksia tarkempaan mitoittamiseen, suunnitteluun sekä tuotteiden kehittämiseen. Tässä työssä terminen teho laskettiin kolmelle erilaiselle vaihteelle, eli otos oli pieni verrattuna Santasalon laajaan tuotevalikoimaan. Siksi on suositeltavaa, että laskenta tehtäisiin vielä useammalle vaihteelle, ja tulokset validoitaisiin koeajoilla. Koeajojen avulla laskentamenetelmän tarkkuudesta ja luotettavuudesta saadaan parempi käsitys, ja jäähtymistehon laskenta voidaan kalibroida kuvaamaan Santasalon vaihteita.

LÄHTEET

- [1] C. Fernandes, Power loss in rolling bearings and gears lubricated with wind turbine gear oils, Universidade do Porto, 2015, 304 p.
- [2] H. Ohlendorf, Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern, Ph.D. Thesis ed. Dissertation DU München;, 1958.
- [3] K. Stahl, B.-. Höhm, K. Michaelis, O. Geiger J., Reduction of gearbox losses by optimized tooth geometry and thermal management, 22-27 July, 15th International conference of Experimental Mechanics, Porto/Portugal, pp. 1-9.
- [4] FVA-EDV Programm WTplus Benutzeranleitung, 2.2 beta ed. FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik, 2013, 212 p.
- [5] B.-. Höhn, K. Michaelis, M. Hinterstoiser, Optimization of Gearbox Efficiency, Gear research centre FZG, München, Germany, 2009, 462-480 p.
- [6] G. Niemann, H. Winter, Maschinenelemente, Band II: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Strinradgetriebe, Springer-Verlag, Berlin, 1989, 1-376 p.
- [7] DIN 3960: Definitions, parameters and equations for involute cylindrical gears and gear pairs, Deutsches Institut für Normung e. V., Germany, 1987, 59 p.
- [8] L. Schlenk, Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit von Grozahnradern, Ph.D. Thesis, Dissertation TU München, 1994.
- [9] ISO/TR 14179-2 Gears - Thermal capacity, Part 2: Thermal load-carrying capacity, 1st ed. International Organization for Standardization ISO, Switzerland, 2001, 34 p.
- [10] ISO/TR 13989-2 Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears - Part 2: Integral temperature method, 1st ed. International organization for standardization ISO, Switzerland, 2000, 48 p.
- [11] O. Järviö, A. Lehtovaara, Experimental study of influence of lubricants on friction in spur gear contacts, Finnish journal of tribology, Vol. 21, 2002, pp. 22-29.
- [12] A. Lehtovaara, Calculation of Sliding Power Loss in Spur Gear Contacts, Tribotest journal 9-1, 2002, pp. 23-34.
- [13] K. Michaelis, B.-. Höhn, A. Doleschel, Draft: Lubricant influence on gear efficiency, Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, August 30 - September 2, ASME, San Diego, California, USA, pp. 1-10.
- [14] B.-. Höhn, K. Michaelis, A. Doleschel, Method to Determine the Frictional Behaviour of Lubricants Using FZG Gear Test Rig, FVA Information Sheet 345, FVA, Frankfurt/Main, Germany, 2002, 1-9 p.

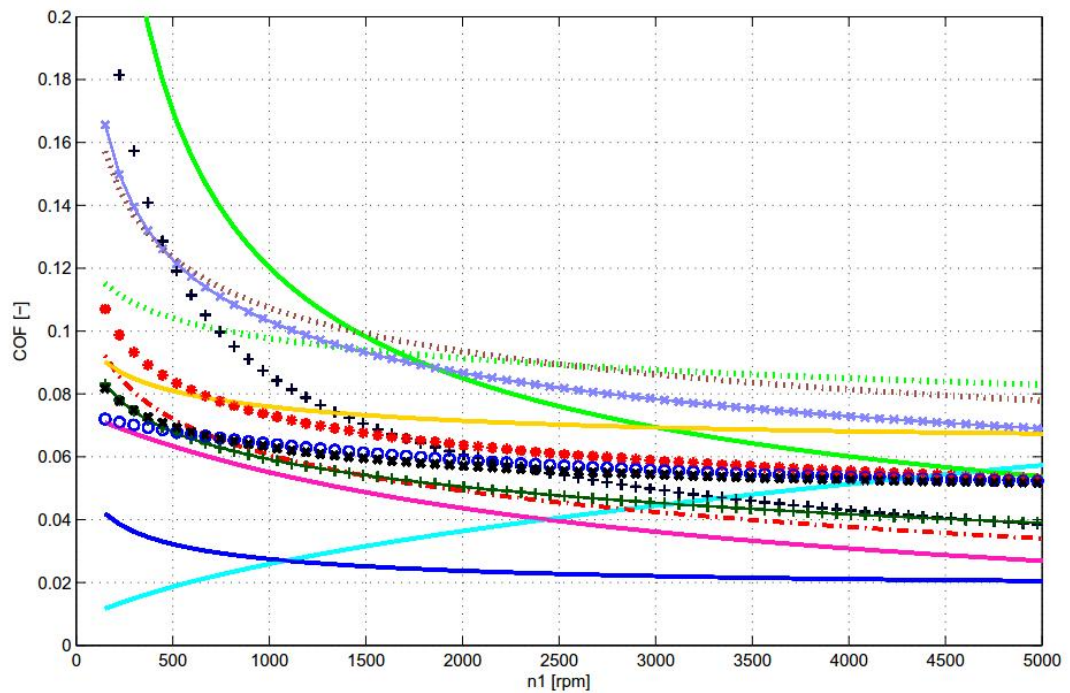
- [15] S. Matsumoto, The new estimation formula of coefficient of friction in rolling-sliding contact surface under mixed lubrication condition for the power loss reduction of power transmission gears, INTERNATIONAL GEAR CONFERENCE 2014, 2014, pp. 1078-1088.
- [16] L. Chang, Y. Jeng, P. Huang, Modeling and Analysis of the Meshing Losses of Involute Spur Gears in High-Speed and High-Load Conditions, Journal of Tribology, ASME, Vol. 135, 2013, pp. 1-19.
- [17] H. XU, Development of a generalized mechanical efficiency prediction methodology for gear pairs, Ph.D. Thesis, Ohio State University, 2005, 1-233 p.
- [18] A.J. Wimmer, Lastverluste von stirnradverzahnungen, Konstruktive einfüsse, wirkungsgradmaximierung, tribologie, Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München, 2006.
- [19] Fernandes, C. M. C. G., P.M.T. Marques, R.C. Martins, J.O.H. Seabra, Influence of gear loss factor on the power loss prediction, Mechanical Science, Universidade do Porto, 2015, pp. 13.4.2016. <http://www.mech-sci.net/6/81/2015/ms-6-81-2015.pdf>.
- [20] W. Mauz, Zahnradschmierung - Leerlaufverluste, 185, FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik, 1985, 1-61 p.
- [21] J.H. Polly, An experimental investigation of churning power losses of a gearbox, Master's Thesis, Ohio State University, 2013, 1-109 p.
- [22] L. Li, H. Versteeg, G. Hargrave, T. Potter, C. Halse, Numerical investigation on fluid flow of gear lubrication, Paper Number 08SFL-0432, SAE International, 2008, 1-7 p.
- [23] M. Andersson, Churning losses and efficiency in gearboxes, Licenciate Thesis, Department of Machine Design, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2014, 1-22 p.
- [24] E.A. Hartono, A. Pavlenko, V. Chernoray, Stereo-PIV Study of Oil Flow Inside a Model Gearbox, 17th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, 07-10 July, Lisbon, Portugal, pp. 1-8.
- [25] Gear reducers - Thermal capacity based on ISO/TR 14179-1, American Gear Manufacturers Association (AGMA), United States of America, 2004, 26 p.
- [26] C. Changenet, A Model for the Prediction of Churning Losses in Geared Transmissions - Preliminary Results, Journal of Mechanical Design (Transactions of the ASME), Vol. 129, No. 1, 2007, pp. 128.
- [27] C. Changenet, Housing Influence on Churning Losses in Geared Transmissions, Journal of Mechanical Design (Transactions of the ASME), Vol. 130, No. 6, 2008, pp. 062603.

- [28] T. Harris, M. Kotzalas, Friction in Rolling Element–Raceway Contacts, in: Advanced concepts of bearing technology, 5 ed., Taylor & Francis Group, LLC., 2006, pp. Chapter 5.
- [29] A. Palmgren, Ball and roller bearing engineering, 3rd ed. SKF Industries, Philadelphia, 1959, 264 p.
- [30] Rolling Bearing Catalogue, FAG Schaeffler, 2012, pp. 63-70.
- [31] SKF, The SKF method for calculating the frictional moment, SKF, web page. Available (accessed 14.4.2016): <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/friction/skf-model/index.html>.
- [32] TSS Trelleborg, Rotary seal catalog 2009, Trelleborg sealing solutions, web page. Available (accessed 16.4.2016): http://tss-sta-tic.com/remotemediamedia/globalformastercontent/downloadsautomaticallycreatedbyscript/catalogs/rotary_gb_en.pdf.
- [33] Convective heat transfer: One dimensional, National Programme on Technology Enhanced Learning, web page. Available (accessed 25.5.2016): <http://nptel.ac.in/courses/103103032/module3/lec10/1.html>.
- [34] M. Lehtinen, Thermal power rating calculation method and test runs with gear 1C125, Unpublished, Santasalo Gears Oy, 1994, 1-61 p.
- [35] M. Bahrami, Natural convection, Simon Fraser University, web page. Available (accessed 25.5.2016): <http://www.sfu.ca/~mbahrami/ENSC%20388/Notes/Natural%20Convection.pdf>.
- [36] R. Karvinen, Lämpötekniikan perusteet, osa II: Virtausopin ja lämmönsiirron perusteet, Tampere university of technology, 2013, 1-39 p.
- [37] M. Bahrami, Forced convection heat transfer, Simon Fraser University, web page. Available (accessed 25.5.2016): <http://www.sfu.ca/~mbahrami/ENSC%20388/Notes/Forced%20Convection.pdf>.
- [38] Wikipedia, Barometric formula, web page. Available (accessed 20.6.2016): https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/9/95/Pressure_air.svg.
- [39] G. Funck, Wärmeabführung - EDV-Programm zur Berechnung des Wärmehaushaltes von Zahnradgetrieben, 179, FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik, 1985, 1-108 p.

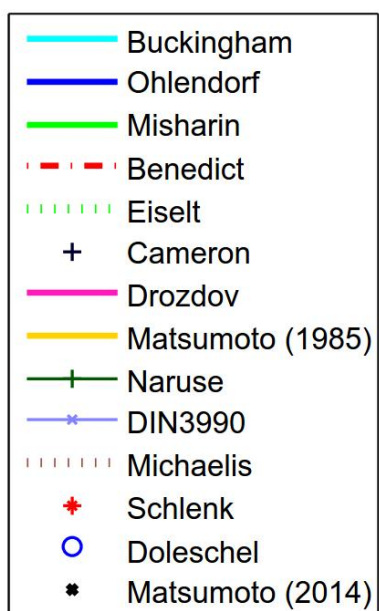
LIITE A: KITKAKERTOIMIEN VERTAILU, FZG TYPE C

Lähde:

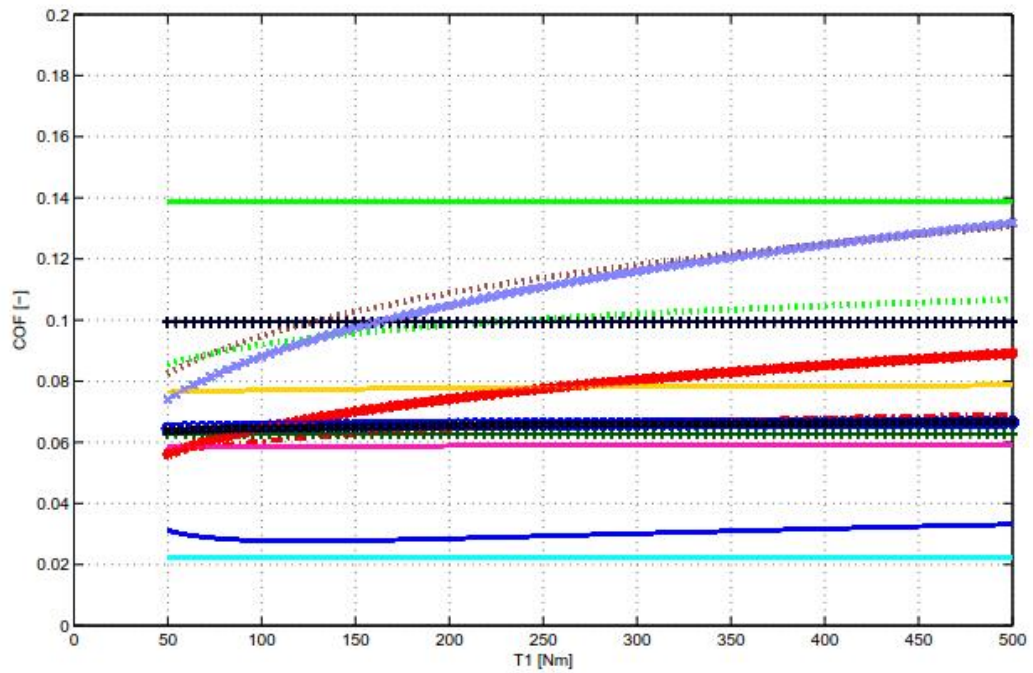
C. Fernandes, Power loss in rolling bearings and gears lubricated with wind turbine gear oils, Universidade do Porto, 2015, 304 p.



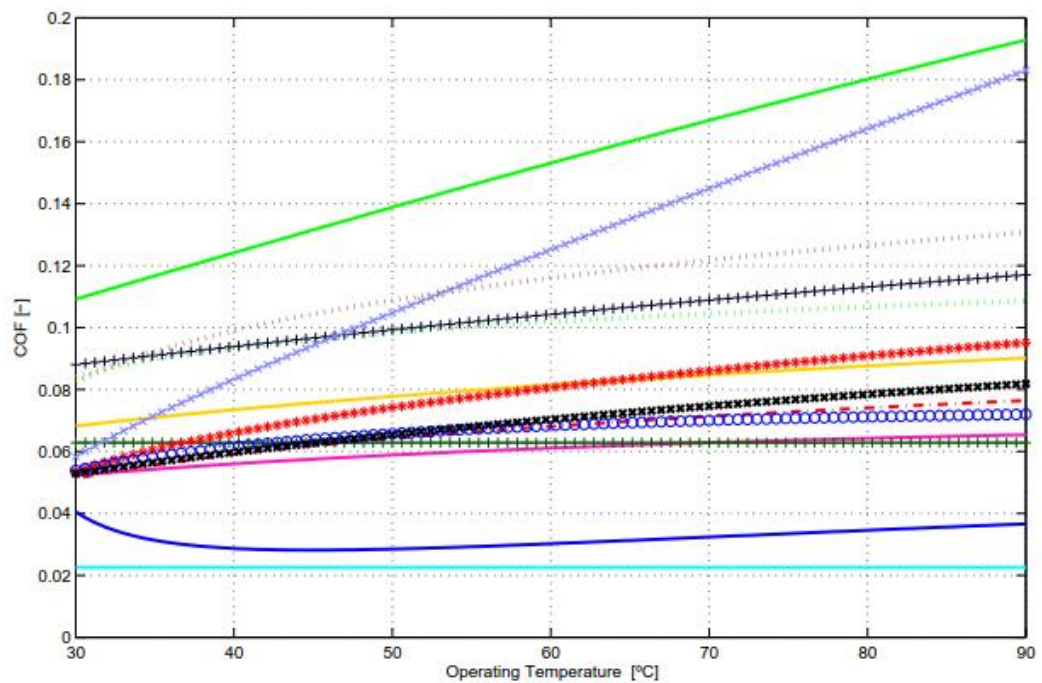
(a) Influence of rotational speed @ 250 Nm and 50 °C.



LIITE A: KITKAKERTOIMIEN VERTAILU, FZG TYPE C



(b) Influence of Torque @ 500 rpm and 50 °C.



(c) Influence of Temperature @ 250 Nm and 500 rpm.

LIITE B: LAAKERIHÄVIÖT MENETELMILLÄ PALMGREN JA SKF 2004

Menetelmä: Palmgren

Laakerikohtaiset kertoimet löytyvät laakerinvalmistajien katalogeista. Tämän liitteen taulukot 4-6 ovat standardista ISO/TR 14179-2 (2001), johon arvot on koottu laakerinvalmistajien ilmoittamista laakeritiedoista.

Laakerin aiheuttama tehohäviö
Palmgrenin menetelmä ISO/TR 14179-2 mukaan

laakeri 22314 E

pyörimisnopeus [1/min]	viskositeetti [mm ² /s]	kulmanopeus [rad/s]
$n := 1500$	$\nu := 80$	$\omega := 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60}$

Kuormasta riippuva momentti

laakerikatalogista	taulukosta 6	taulukosta 5	laakerivoimat [N]
$Y_2 := 3$	$a := 1.35$	$f_1 := 0.00065$	$F_r := 7138$
$d_1 := 70$	$b := 0.1$		$F_a := 6160$
$d_0 := 150$			

$$d_m := \frac{d_1 + d_0}{2} = 110 \quad \frac{F_r}{F_a} = 1.159 < Y_2, \text{ valitaan } P_1 := 1.35 \cdot Y_2 \cdot F_a$$

$$M_1 := 10^{-3} \cdot f_1 \cdot P_1^a \cdot d_m^b = 0.898$$

Kuormasta riippumaton momentti

taulukosta 4, kylpyvoitelu $f_0 := 4.5$

$$n \cdot \nu = 1.2 \times 10^5 > 2000, \text{ käytetään kaavaa:}$$

$$M_0 := 10^{-10} \cdot f_0 \cdot (\nu \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 = 1.457$$

Tehohäviö

$$P_{VL} := (M_1 + M_0) \cdot \omega = 369.877 \quad \text{tehohäviö [W]}$$

LIITE B: LAAKERIHÄVIÖT MENETELMILLÄ PALMGREN JA SKF 2004

Menetelmä: Palmgren

Table 5 — Coefficient, f_1 , and equivalent bearing load, P_1

Bearing design	f_1	P_1^a
Deep-groove ball bearing	$(0,000\ 6 \dots 0,000\ 9) (P_0/C_0)^{0,5\ b}$	$3 F_a - 0,1 F_r$
Self-aligning ball bearing	$0,000\ 3 (P_0/C_0)^{0,4}$	$1,4 Y_2 F_a - 0,1 F_r$
Angular contact ball bearing: single-row	$0,001 (P_0/C_0)^{0,33}$	$F_a - 0,1 F_r$
double-row	$0,001 (P_0/C_0)^{0,33}$	$1,4 F_a - 0,1 F_r$
Four-point contact bearing	$0,001 (P_0/C_0)^{0,33}$	$1,5 F_a + 3,6 F_r$
Cylindrical roller bearing (cage): Series 10	0,000 2	F_r^c
Series 2	0,000 3	F_r^c
Series 3	0,000 35	F_r^c
Series 4, 22, 23	0,000 4	F_r^c
Cylindrical roller bearing (full roller)	0,000 55	F_r^c
Needle roller bearing	0,002	F_r
Self-aligning roller bearing: Series 213	0,000 22	$1,35 Y_2 F_a$ if $F_r/F_a < Y_2$ $F_r [1 + 0,35 (Y_2 \cdot F_a/F_r)^3]$ if $F_r/F_a \geq Y_2$ (valid for all series)
Series 222	0,000 15	
Series 223	0,000 65	
Series 230, 241	0,001	
Series 231	0,000 35	
Series 232	0,000 45	
Series 239	0,000 25	
Series 240	0,000 8	
Taper roller bearing: single-row	0,000 4	$2 Y F_a$
single-row, doubled	0,000 4	$1,2 Y_2 F_a$
Deep-groove ball thrust bearing	$0,000\ 8 (F_a/C_0)^{0,33}$	F_a
Cylindrical roller thrust bearing, needle roller thrust bearing	0,001 5	F_a
Self-aligning roller thrust bearing: Series 292 E	0,000 23	$F_a (F_{r,max} \leq 0,55 F_a)$ (valid for all series)
Series 292	0,000 3	
Series 293 E	0,000 3	
Series 293	0,000 4	
Series 294 E	0,000 33	
Series 294	0,000 5	

^a If $P_1 < F_r$, P_1 should be calculated as $= F_r$.

^b The low values apply to the lightweight bearings; the high values to the heavyweight bearings of a bore series.

^c For additionally thrust-loaded cylindrical roller bearings, T_{VLP2} has to be introduced.

LIITE B: LAAKERIHÄVIÖT MENETELMILLÄ PALMGREN JA SKF 2004

Menetelmä: Palmgren

Table 4 — Coefficient, f_0 ^a

Bearing design	Type of lubrication			
	Grease	Oil mist	Oil bath	Oil injection, oil bath with vertical shaft
Deep-groove ball bearing: single-row	0,75...2 ^b	1	2	4
double-row	3	2	4	8
Self-aligning ball bearing	1,5...2 ^b	0,7...1 ^b	1,5...2 ^b	3...4 ^b
Angular contact ball bearing: single-row	2	1,7	3,3	6,6
double-row	4	3,4	6,5	13
Four-point contact bearing	6	2	6	9
Cylindrical roller bearing (cage): Series 10, 2, 3, 4	0,6	1,5	2,2	2,2 ^c
Series 22	0,8	2,1	3	3 ^c
Series 23	1	2,8	4	4 ^c
Cylindrical roller bearing (full roller) single-row	5 ^d	—	5	—
double-row	10 ^d	—	10	—
Needle roller bearing	12	6	12	24
Self-aligning roller bearing: Series 213	3,5	1,75	3,5	7
Series 222	4	2	4	8
Series 223, 230, 239	4,5	2,25	4,5	9
Series 231	5,5	2,75	5,5	11
Series 232	6	3	6	12
Series 240	6,5	3,25	6,5	13
Series 241	7	3,5	7	14
Taper roller bearing: single-row	6	3	6	8...10 ^{b, c}
double-row	12	6	12	16...20 ^{b, c}
Deep-groove ball thrust bearing	5,5	0,8	1,5	3
Cylindrical roller thrust bearing	9	—	3,5	7
Needle roller thrust bearing	14	—	5	11
Self-aligning roller thrust bearing: Series 292 E	—	—	2,5	5
Series 292	—	—	3,7	7,4
Series 293 E	—	—	3	6
Series 293	—	—	4,5	9
Series 294 E	—	—	3,3	6,6
Series 294	—	—	5	10

^a The shown values are valid for steady conditions. For lately greased bearings (2...4), f_0 is to be used in the calculation.

^b The low values apply to the lightweight bearing, and the high values to the heavyweight bearings of a bore series.

^c Valid for oil injection lubrication. For oil bath lubrication and vertical shaft, the shown value is to be doubled.

^d Valid for low rotation speed up to 20 % of the reference rotation speed (see bearing tables). At higher rotation speed, the f_0 value is to be doubled for the calculation.

Table 6 — Exponents, a , b

Bearing series	a	b
213	1,35	0,2
222	1,35	0,3
223	1,35	0,1
230	1,5	– 0,3
231, 232, 239	1,5	– 0,1
240, 241	1,5	– 0,2
Exponents for self-aligning roller bearing. For other bearings $a = b = 1,0$.		

LIITE B: LAAKERIHÄVIÖT MENETELMILLÄ PALMGREN JA SKF 2004

Menetelmä: SKF 2004

Bearing friction moment power loss calculation
New SKF method

$\mu_{EHL} := 0.002$
 $\nu := 34$
 $\mu_{bl} := 0.15$

+

μ_{EH}
L

=

sliding friction coefficient in full-film conditions
Values for μ_{EHL} are:

• 0,02 for cylindrical roller bearings

• 0,002 for tapered roller bearings

Other bearings

• 0,05 for lubrication with mineral oils

• 0,04 for lubrication with synthetic oils

• 0,1 for lubrication with transmission fluids

μ_{bl}

=

coefficient depending on the additive package in the lubricant, g
enerally $\approx 0,15$

32318 series tapered roller bearing

$d := 90$

$D := 190$

$n := 1170$

$d_m := \frac{d + D}{2}$

$F_r := 37400$

$F_a := 13500$

$Y := 0.9$

$B := 67.5$

bearing width

table - Geometric constants for rolling and sliding frictional moments

Bearing type	Geometric constants for rolling frictional moments			sliding frictional moments		
	R ₁	R ₂	R ₃	S ₁	S ₂	S
Deep groove ball bearings	→ table a			→ table a		
Angular contact ball bearings						
- single row	5,03 x 10 ⁻⁷	1,97	1,90 x 10 ⁻¹²	1,30 x 10 ⁻²	0,68	1,91 x 10 ⁻¹²
- double row	6,34 x 10 ⁻⁷	1,41	7,83 x 10 ⁻¹³	7,56 x 10 ⁻³	1,21	7,83 x 10 ⁻¹³
- four-point contact	4,78 x 10 ⁻⁷	2,42	1,40 x 10 ⁻¹²	1,20 x 10 ⁻²	0,9	1,40 x 10 ⁻¹²
Self-aligning ball bearings	→ table b			→ table b		
Cylindrical roller bearings	→ table c			→ table c		
Tapered roller bearings	→ table d			→ table d		
Spherical roller bearings	→ table e			→ table e		
CARB toroidal roller bearings	→ table f			→ table f		
Thrust ball bearings	1,03 x 10 ⁻⁶			1,6 x 10 ⁻²		
Cylindrical roller thrust bearings	2,25 x 10 ⁻⁶			0,154		
Spherical roller thrust bearings	→ table g			→ table g		

LIITE B: LAAKERIHÄVIÖT MENETELMILLÄ PALMGREN JA SKF 2004

Menetelmä SKF 2004

table d - Geometric constants for rolling and sliding frictional moments of tapered roller bear

Bearing series	Geometric constants for rolling frictional moments		sliding frictional moments	
	R_1	R_2	S_1	S_2
302	$1,76 \times 10^{-6}$	10,9	0,017	2
303	$1,69 \times 10^{-6}$	10,9	0,017	2
313 (X)	$1,84 \times 10^{-6}$	10,9	0,048	2
320 X	$2,38 \times 10^{-6}$	10,9	0,014	2
322	$2,27 \times 10^{-6}$	10,9	0,018	2
322 B	$2,38 \times 10^{-6}$	10,9	0,026	2
323	$2,38 \times 10^{-6}$	10,9	0,019	2
323 B	$2,79 \times 10^{-6}$	10,9	0,030	2
329	$2,31 \times 10^{-6}$	10,9	0,009	2
330	$2,71 \times 10^{-6}$	11,3	0,010	2
331	$2,71 \times 10^{-6}$	10,9	0,015	2
332	$2,71 \times 10^{-6}$	10,9	0,018	2
LL	$1,72 \times 10^{-6}$	10,9	0,0057	2
L	$2,19 \times 10^{-6}$	10,9	0,0093	2
LM	$2,25 \times 10^{-6}$	10,9	0,011	2
M	$2,40 \times 10^{-6}$	10,9	0,015	2
HM	$2,60 \times 10^{-6}$	10,9	0,020	2
H	$2,66 \times 10^{-6}$	10,9	0,025	2
HH	$2,51 \times 10^{-6}$	10,9	0,027	2
All other	$2,31 \times 10^{-6}$	10,9	0,019	2

For 323-series:

$$R_1 := 2.38 \cdot 10^{-6} \quad R_2 := 10.9 \quad S_1 := 0.019 \quad S_2 := 2$$

LIITE B: LAAKERIHÄVIÖT MENETELMILLÄ PALMGREN JA SKF 2004

Menetelmä SKF 2004

table 1 - Geometric constants K_Z and K_L

Bearing type	Geometric constants	
	K_Z	K_L
Deep groove ball bearings		
- single and double row	3,1	-
Angular contact ball bearings		
- single row	4,4	-
- double row	3,1	-
- four-point contact	3,1	-
Self-aligning ball bearings	4,8	-
Cylindrical roller bearings		
- with a cage	5,1	0,65
- full complement	6,2	0,7
Tapered roller bearings	6	0,7
Spherical roller bearings	5,5	0,8
CARB toroidal roller bearings		
- with a cage	5,3	0,8
- full complement	6	0,75
Thrust ball bearings	3,8	-
Cylindrical roller thrust bearings	4,4	0,43
Spherical roller thrust bearings	5,6	0,58 ¹⁾

1) Only for single mounted bearings

Geometric constants from table 1 above

$$K_Z := 6 \quad K_L := 0.7$$

Lubrication method for rolling torque calculation, replenish/starvation constant, SKF

$$K_{rs} := 3 \cdot 10^{-8} \quad K_{rs} = 3 \cdot 10^{-8} \text{ for low level oil bath and jet lubrication} \\ = 6 \cdot 10^{-8} \text{ for grease and oil-spot lubrication}$$

LIITE B: LAAKERIHÄVIÖT MENETELMILLÄ PALMGREN JA SKF 2004

Menetelmä SKF 2004

Variable depending on bearing type

Tapered roller bearings¹⁾

$$G_{rr} = R_1 d_m^{2,38} (F_r + R_2 Y F_a)^{0,31}$$

For the axial load factor Y for single row bearings, refer to the relevant **product tables**

$$G_{sl} = S_1 d_m^{0,82} (F_r + S_2 Y F_a)$$

Rolling torque

$$G_{rr} := R_1 \cdot d_m^{2,38} \cdot (F_r + R_2 \cdot Y \cdot F_a)^{0,31}$$

$$G_{rr} = 12.755$$

for tapered roller bearings

replenish/starvation reduction factor

$$\phi_{rs} := \frac{1}{K_{rs} \cdot \nu \cdot n \cdot (d+D) \cdot \sqrt{\frac{K_Z}{2 \cdot (D-d)}}}$$

$$\phi_{rs} = 0.944$$

inlet shear factor

$$\phi_{ish} := \frac{1}{1 + 1.84 \cdot 10^{-9} \cdot (n \cdot d_m)^{1,28} \cdot \nu^{0,64}}$$

$$\phi_{ish} = 0.923$$

$$M_{rr} := \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot [G_{rr} \cdot (n \cdot \nu)^{0,6}]$$

$$M_{rr} = 6.393 \times 10^3$$

Sliding torque

$$G_{sl} := S_1 \cdot d_m^{0,82} \cdot (F_r + S_2 \cdot Y \cdot F_a)$$

for tapered roller bearings

$$\phi_{bl} := \frac{1}{2.6 \cdot 10^{-8} \cdot (n \cdot \nu)^{1,4} \cdot d_m} = 4.474 \times 10^{-5}$$

$$\mu_{sl} := \phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 + \phi_{bl}) \cdot \mu_{EHL}$$

$$M_{sl} := G_{sl} \cdot \mu_{sl}$$

$$M_{sl} = 135.322$$

LIITE B: LAAKERIHÄVIÖT MENETELMILLÄ PALMGREN JA SKF 2004

Menetelmä SKF 2004

Drag torque

diagram 1 - Drag loss factor VM

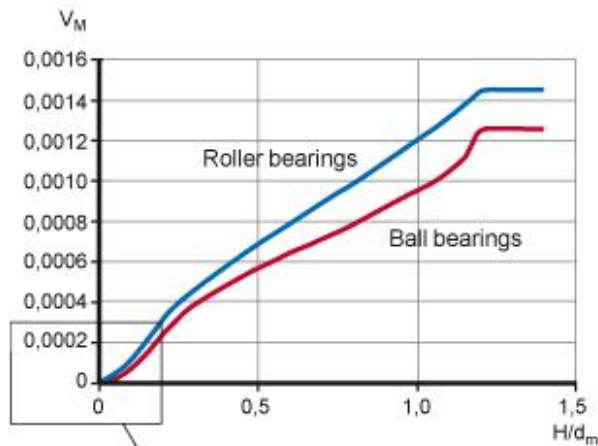
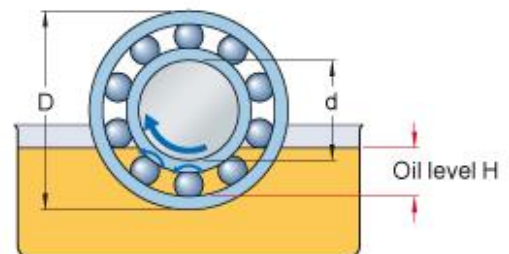


fig. 1 - Measurement of oil level in oil bath

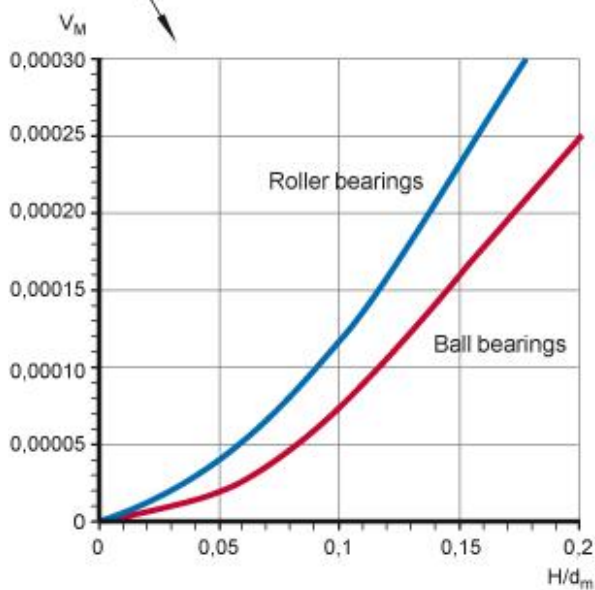


Oil level H

$$\frac{H}{d_m} := 40$$

$$\frac{H}{d_m} = 0.286$$

$$V_M := 0.005$$



Constants

$$t := 2 \cdot \cos \left(\frac{0.6 \cdot d_m - H}{0.6 d_m} \right)^{-1} = 2.31$$

$$f_A := 0.05 \cdot \frac{K_Z (D + d)}{D - d} = 0.84$$

$$R_s := 0.36 d_m^2 (t - \sin(t)) f_A = 9.308 \times 10^3$$

$$f_t = \sin(0.5 \cdot t), \text{ if } 0 \leq t \leq \pi$$

$$f_t = 1, \text{ if } \pi < t < 2 \cdot \pi$$

$$f_t := \sin(0.5t) = 0.915$$

LIITE B: LAAKERIHÄVIÖT MENETELMILLÄ PALMGREN JA SKF 2004

Menetelmä SKF 2004

$$l_D := 5 \frac{K_L \cdot B}{d_m} = 1.688$$

$$C_w := 2.789 \cdot 10^{-10} \cdot l_D^3 - 2.786 \cdot 10^{-4} \cdot l_D^2 + 0.0195 l_D + 0.6439 = 0.676$$

$$K_{\text{roll}} := \frac{K_L \cdot K_Z \cdot (d + D)}{D - d} \cdot 10^{-12} = 1.176 \times 10^{-11} \quad \text{for roller bearing}$$

$$M_{\text{drag}} := 4 \cdot V_M \cdot K_{\text{roll}} \cdot C_w \cdot B \cdot d_m^4 \cdot n^2 + 1.093 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 \cdot d_m^3 \left(\frac{n \cdot d_m^2 \cdot f_t}{\nu} \right)^{-1.379} \cdot R_s = 5.683 \times 10^3$$

$$M_{\text{seal}} := 0 \quad M_{\text{rr}} = 6.393 \times 10^3 \quad M_{\text{sl}} = 135.322 \quad M_{\text{drag}} = 5.683 \times 10^3$$

$$M_t := M_{\text{rr}} + M_{\text{sl}} + M_{\text{drag}} + M_{\text{seal}}$$

Power loss

$$P_{\text{loss}} := M_t \cdot \frac{n \cdot 2 \cdot \pi}{60000} = 1.496 \times 10^3$$

LIITE C: VAIHTEIDEN MITAT JA KOMPONENTIT

1-portainen vaakavaihte:

GEAR DIMENSIONS

Center distance, true	aw	250,00	mm	<i>todellinen akseliväli</i>
face width	b	100,00	mm	
helix angle	beta	-10,00	deg	<i>vinouskulma</i>
module	mn	4,50		
number of teeth	z1	18,00		
number of teeth, gear	z2	90,00		
addendum modification coeff.	x1	0,69		<i>profiilinsiirtokerroin</i>
addendum modification coeff.	x2	0,07		
tip diameter	da1	97,14	mm	<i>päähalkaisija</i>
tip diameter, gear	da2	420,56	mm	
Pitch diameter	d1	82,25		<i>jakohalkaisija</i>
Pitch diameter	d2	411,25		
Transversal pressure angle	alpha.t	20,28		<i>ryntökulma otsatasossa</i>
base diameter	db1	77,15		<i>perushalkaisija</i>
base diameter	db2	385,75		
operating diameter	dw1	83,33		<i>vierintähalkaisija</i>
operating diameter	dw2	416,67		
Center distance	a	246,75		<i>perusakseliväli</i>
transv. operating pressure angle	awt	22,21		<i>otsavierintäryntökulma</i>
	dha	0,17		<i>pääkorkeuden lyhennys</i>
	ha1	7,44		<i>pääkorkeus</i>
	ha2	4,65		
helix angle at base circle	beta.b	9,39		<i>vinouskulma perusympyrällä</i>

Laakerit:

Bearing selected	[22318 E]	[22318 E]	[22224 E]	[22224 E]
------------------	-----------	-----------	-----------	-----------

LIITE C: VAIHTEIDEN MITAT JA KOMPONENTIT

2-portainen pystyvaihte

GEAR DIMENSIONS

		Stage 1	Stage 2	
Center distance, true	aw	235,00	354,00	<i>todellinen akseliväli</i>
face width	b	94,00	124,00	
helix angle	beta	12,00	-10,00	<i>vinouskulma</i>
module	mn	4,50	7,00	
number of teeth	z1	27,00	24,00	
number of teeth, gear	z2	75,00	75,00	
addendum modification coeff.	x1	0,26	0,33	<i>profiilinsiirtokerroin</i>
addendum modification coeff.	x2	-0,17	-0,02	
tip diameter	da1	135,53	189,17	<i>päähalkaisija</i>
tip diameter, gear	da2	352,47	546,73	
Pitch diameter	d1	124,21	170,59	<i>jakohalkaisija</i>
Pitch diameter	d2	345,04	533,10	
Transversal pressure angle	alpha.t	20,41	20,28	<i>ryntökulma otsatasossa</i>
base diameter	db1	116,42	160,01	<i>perushalkaisija</i>
base diameter	db2	323,38	500,04	
operating diameter	dw1	124,41	171,64	<i>vierintähalkaisija</i>
operating diameter	dw2	345,59	536,36	
Center distance	a	234,63	351,85	<i>perusakseliväli</i>
transv. operating press. angle	awt	20,65	21,21	<i>otsavierintäryntökulma</i>
	dha	0,03	0,02	<i>pääkorkeuden lyhennys</i>
	ha1	5,64	9,29	<i>pääkorkeus</i>
	ha2	3,70	6,84	
helix angle at base circle	beta.b	11,27	9,39	
gear ratio	i.exact	8,68		

Laakerit:

Bearing selected	[32318 J2]	[32318 J2]	[32322]	[32322]	[24048 CC/W33]	[32044 X]
------------------	------------	------------	---------	---------	----------------	-----------

LIITE C: VAIHTEIDEN MITAT JA KOMPONENTIT

3-portainen vaakavaihte

GEAR DIMENSIONS

		Stage 1	Stage 2	Stage 3	
Center distance, true	aw	205,00	285,00	388,00	<i>todellinen akseliväli</i>
face width	b	82,00	114,00	160,00	
helix angle	beta	12,00	-12,00	10,00	<i>vinouskulma</i>
module	mn	3,50	5,00	9,00	
number of teeth	z1	21,00	24,00	20,00	
number of teeth, gear	z2	93,00	86,00	64,00	
addendum mod. coefficient	x1	0,37	0,46	0,38	<i>profiilinsiirtokerroin</i>
addendum mod. coefficient	x2	-0,07	0,35	0,10	
tip diameter	da1	84,71	136,90	207,23	<i>päähalkaisija</i>
tip diameter, gear	da2	339,26	452,74	604,45	
Pitch diameter	d1	75,14	122,68	182,78	<i>jakohalkaisija</i>
Pitch diameter	d2	332,77	439,61	584,89	
Transversal pressure angle	alpha.t	20,41	20,41	20,28	<i>ryntökulma otsatasossa</i>
base diameter	db1	70,42	114,98	171,44	<i>perushalkaisija</i>
base diameter	db2	311,88	412,01	548,62	
operating diameter	dw1	75,53	124,36	184,76	<i>vierintähalkaisija</i>
	dw2	334,47	445,64	591,24	
Center distance	a	203,96	281,14	383,83	<i>perusakseliväli</i>
transversal operating pressure angle	awt	21,18	22,40	21,89	<i>otsavierintäryntökulma</i>
	dha	0,01	0,19	0,15	<i>pääkorkeuden lyhennys</i>
	ha1	4,79	7,11	12,27	<i>pääkorkeus</i>
	ha2	3,25	6,56	9,75	
helix angle at base circle	beta.b	11,27	11,27	9,39	<i>vinouskulma perusympyrällä</i>
gear ratio	i.exact	50,78			

Laakerit:

Bearing	[22314 E]	[22314 E]	[22320 E]	[22320 E]	[22326 CC/W33]	[22326 CC/W33]	[22240 CC/W33]	[22240 CC/W33]
---------	-----------	-----------	-----------	-----------	----------------	----------------	----------------	----------------

LIITE D: 2-PORTAISEN PYSTYVAIHTTEEN JÄÄHTYMISTEHO MENETELMÄLLÄ FUNCK / FVA 197 / (ISO/TR 14179-2)

Heat dissipation through housing

2-stage vertical gear

Calculation method ISO-14179-2 / FVA 197, Funck, G.

$$T_K := 273K$$

$$T_0 := 25K + T_K$$

$$T_{\text{wall}} := T_{\text{oil}} - 5K$$

$$T_{\text{oil}} := 80K + T_K$$

$$T_{\text{air}} := 30K + T_K$$

$$h_{\text{ca}} := 600\text{mm}$$

overall height of gear housing unit

$$A_{\text{ca}} := 4.5\text{m}^2$$

Case surface area without ribs

$$\varepsilon_{\text{ww}} := 0.9$$

emissivity (default 0.9)

+

Case walls

$$\alpha_{\text{oil}} := 200 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

transition coefficient oil-wall, default 200 W/m²K

$$A_{\text{oil}} := 4\text{m}^2$$

Casing inside surface contact with oil

$$\delta_{\text{wall}} := 0.042$$

Mean housing wall thickness (without units) [m]

$$\lambda_{\text{wall}} := 50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Thermal conductivity of housing wall

Thermal Fins

$$\delta_{\text{fin}} := 0.009$$

Fin average thickness [m]

$$A_{\text{pro}} := 2\text{m}^2$$

Projected fin area, (Area where fins are located, This is defined differently in FVA WT+)

$$A_{\text{fin}} := 0.9\text{m}^2$$

Fins surface area

$$l_{\text{fin}} := 0.055$$

Average Fin height [m]

$$\lambda_{\text{fin}} := 50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Fin heat transfer coefficient [W/m²*K]

$$A_{\text{caF}} := A_{\text{ca}} + A_{\text{fin}}$$

Case outside surface area + fin surface area

LIITE D: 2-PORTAISEN PYSTYVAIHTTEEN JÄÄHTYMISTEHO MENETELMÄLLÄ FUNCK / FVA 197 / (ISO/TR 14179-2)

Input values for forced convection

$$v_{\text{air}} := 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{cooling air velocity}$$

$$\nu_{\text{air}} := 15.6 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad \text{kin. viscosity air}$$

$$l_x := 0.5\text{m} \quad \text{Flow length, (path of flow filament along housing wall)}$$

$$A_{\text{air}} := 2\text{m}^2 \quad \text{Area of Forced convection}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{\text{oil}}} \cdot \frac{A_{\text{ca}}}{A_{\text{oil}}} + \frac{\sigma_{\text{wall}}}{\lambda_{\text{wall}}} \cdot \frac{A_{\text{ca}}}{A_{\text{oil}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ca}}}$$

Only Free convection

$$\alpha_{\text{KFree}} := 18 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \cdot \left(\frac{h_{\text{ca}}}{\text{m}} \right)^{-0.1} \cdot \left(\frac{T_{\text{wall}} - T_0}{T_0} \right)^{0.3} \quad \alpha_{\text{KFree}} = 11.089 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Only Radiation

$$\alpha_{\text{rad}} := 0.23 \cdot 10^{-6} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{T_{\text{wall}} + T_0}{2\text{K}} \right)^3 \quad \alpha_{\text{rad}} = 6.976 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Values for calculation

$$\text{Gr} := \frac{g \cdot h_{\text{ca}}^3 \cdot (T_{\text{wall}} - T_0)}{T_0 \cdot \nu_{\text{air}}^2} = 1.46 \times 10^9 \quad \text{Grashoff number}$$

$$\text{Re} := \frac{v_{\text{air}} \cdot l_x}{\nu_{\text{air}}} = 1.603 \times 10^5 \quad \text{Reynold's number}$$

$$\text{Re}' := \sqrt{\text{Re}^2 + \frac{\text{Gr}}{2.5}} \quad \text{Re}' = 1.621 \times 10^5 \quad \text{Modified Reynolds}$$

$$\eta := \frac{T_{\text{wall}} - T_{\text{air}}}{T_{\text{wall}} - T_0} \quad \eta = 0.9$$

LIITE D: 2-PORTAISEN PYSTYVAIHTTEEN JÄÄHTYMISTEHO MENETELMÄLLÄ FUNCK / FVA 197 / (ISO/TR 14179-2)

Forced convection

$$\alpha_{K\text{Forced}} := \frac{0.0086 \frac{W}{m \cdot K} \cdot (Re)^{0.64}}{l_x}$$

$$\alpha_{K\text{Forced}} = 37.131 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Free and Forced convection without Fins

$$\alpha_{\text{con}} := \alpha_{K\text{Free}} \cdot \left(1 - \frac{A_{\text{air}}}{A_{\text{ca}}}\right) + \alpha_{K\text{Forced}} \cdot \frac{A_{\text{air}}}{A_{\text{ca}}} \cdot \eta$$

$$\alpha_{\text{con}} = 21.013 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\alpha_{\text{ca}} := \alpha_{\text{con}} + \alpha_{\text{rad}} \quad \alpha_{\text{ca}} = 27.988 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

+

Forced and free convection with Fins, $A_{\text{air}} > A_{\text{fin}}$

$$m_{\text{fin}} := \sqrt{2 \cdot \frac{\alpha_{\text{con}} + \alpha_{\text{rad}} \cdot \frac{A_{\text{pro}}}{A_{\text{fin}}}}{\delta_{\text{fin}} \cdot \lambda_{\text{fin}}}} \quad m_{\text{fin}} = 12.739$$

$$\eta_f := \frac{\tanh(m_{\text{fin}} \cdot l_{\text{fin}})}{m_{\text{fin}} \cdot l_{\text{fin}}}$$

$$\eta_f = 0.863$$

fin efficiency

$$\alpha_{K\text{Free}} = 11.089 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\alpha_{\text{rad}} = 6.976 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\alpha_{K\text{Forced}} = 37.131 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\alpha_{\text{caFF}} := \left(1 - \frac{A_{\text{air}}}{A_{\text{caF}}}\right) \cdot (\alpha_{K\text{Free}} + \alpha_{\text{rad}}) + \frac{A_{\text{air}} - A_{\text{fin}}}{A_{\text{caF}}} \cdot (\alpha_{K\text{Forced}} \cdot \eta + \alpha_{\text{rad}}) \dots$$

$$+ \frac{A_{\text{fin}}}{A_{\text{caF}}} \cdot \left(\alpha_{K\text{Forced}} \cdot \eta + \alpha_{\text{rad}} \cdot \frac{A_{\text{pro}}}{A_{\text{fin}}}\right) \cdot \eta_f$$

$$\alpha_{\text{caFF}} = 26.64 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$k_{\text{FF}} := \left(\frac{1}{\alpha_{\text{oil}}} \cdot \frac{A_{\text{ca}}}{A_{\text{oil}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{caFF}}}\right)^{-1}$$

$$k_{\text{FF}} = 23.168 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Heat transferred:

$$Q_{\text{caFF}} := k_{\text{FF}} \cdot A_{\text{caF}} \cdot (T_{\text{oil}} - T_0) = 6.881 \text{ kW}$$

LIITE E: HAMMASPYÖRÄN KUORMASTA RIIPPUVA JA KUORMASTA RIIPPUMATON TEHOHÄVIÖ (AGMA/ISO 14179-1=

Tässä liitteessä hammaspyörän kuormasta riippuva ja kuormasta riippumaton tehohäviö lasketaan AGMA:n (AGMA ISO 14179-1) [1] mukaan. Laskenta perustuu Dudley:n [2] esittämään laskentamalliin.

Kuormasta riippuva tehohäviö lasketaan kaavalla

$$P_{VZ}^{AGMA} = \frac{f_m T_1 n_1 \cos^2 \beta_w}{9549 M},$$

jossa f_m on kitkakerroin, T_1 on ensiöakselin vääntömomentti, n_1 on ensiöakselin pyörimisnopeus, β_w on vinouskulma vierintätasolla ja M on vipuvoimasuhde.

$$M = \frac{2 \cos \alpha_w (H_s + H_t)}{H_s^2 + H_t^2},$$

jossa α_w on ryntökulma vierintäpinnalla, H_s on liukumissuhde rynnön alussa ja H_t on liukumissuhde rynnön lopussa.

$$f_m^{AGMA} = \frac{v^j K^g}{C_1 V^h},$$

jossa K on voimaintensiteetti, $C_1 = 3,239$, $j = -0,223$, $g = -0,40$ ja $h = 0,70$.

$$K = \frac{1000 T_1 (z_1 + z_2)}{2 b_w (r_{w1})^2 z_2},$$

jossa b_w on hammaspyörän tehollinen leveys ja r_{wi} on vierintäsäde.

$$H_s = (u + 1) \left[\left(\frac{r_{o2}^2}{r_{w2}^2} + \cos^2 \alpha_w \right)^{0,5} + \sin \alpha_w \right],$$

$$H_t = \left(\frac{u + 1}{u} \right) \left[\left(\frac{r_{o1}^2}{r_{w1}^2} + \cos^2 \alpha_w \right)^{0,5} + \sin \alpha_w \right].$$

jossa r_{oi} on ulkosäde. (indeksi: ensiö $i=1$, toisio $i=2$)

LIITE E: HAMMASPYÖRÄN KUORMASTA RIIPPUVA JA KUORMASTA RIIPPUMATON TEHOHÄVIÖ (AGMA/ISO 14179-1)

Kuormasta riippumaton tehohäviö lasketaan erikseen akseleille, hammaspyörän hammastetuille osille sekä hammaspyörän kyljille. Tehohäviöt saadaan kaavoista:

$$P_{GWi} = \frac{7,37 f_g v n^3 D^{4,7} L}{A_c 10^{26}}, \text{ sileille ulkopinnoille, esim. akselit}$$

$$P_{GWi} = \frac{1,474 f_g v n^3 D^{5,7} L}{A_c 10^{26}}, \text{ sileille hammaspyörän kyljille}$$

$$P_{GWi} = \frac{7,37 f_g v n^3 D^{4,7} F \left(\frac{R_f}{\sqrt{\tan(\beta)}} \right)}{A_c 10^{26}}, \text{ hammastetuille ulkopinnoille}$$

P_{GWi} = kuormasta riippumaton tehohäviö [kW]

D = ulkohalkaisija [mm]

F = hammaspyörän leveys [mm]

A_c = 0,2 (vakio)

L = elementin pituus [mm]

β = vinouskulma

f_g = osan upotuskerroin, saadaan interpoloimalla
(osa ei kosketa öljyyn $f_g = 0$, osa on kokonaan upotettu öljyyn $f_g = 1$)

R_f = pinnankarheuskerroin

$$R_f = 7,93 - \frac{4,648}{m_t},$$

m_t = moduuli [mm]

LÄHTEET:

[1] Gear reducers - Thermal capacity based on ISO/TR 14179-1, American Gear Manufacturers Association (AGMA), United States of America, 2004, 26 p

[2] D.W. Dudley, GEAR HANDBOOK, The Design, and Application of Gears, 1st ed. McGraw-Hill Book Company, inc., New York, Toronto, London, 1962.

LIITE F: 2-PORTAISEN VAIHTEEN JÄÄHTYMISTEHO LÄMMÖN-SIIRRON LASKENTAKAAVOILLA

Heat transfer of gear unit

D2PVSF60AMF

$$\begin{aligned}
 T_{\text{amb}} &:= 298\text{K} & T_{\text{amb}} - 273\text{K} &= 25\text{K} & \nu &:= 1.6 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} & \text{Pr} &:= 0.70 \\
 T_s &:= 348\text{K} & T_s - 273\text{K} &= 75\text{K} & k &:= 0.026 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} & \text{conductivity, AIR} \\
 A_{\text{surf}} &:= 4.5\text{m}^2 & \text{total surface area of casing without fins, converted to vertical plate} \\
 x &:= 0.6\text{m} & \text{casing height}
 \end{aligned}$$

Radiation

$$\begin{aligned}
 \varepsilon &:= 0.9 & \delta &:= 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4} \\
 Q_{\text{rad}} &:= A_{\text{surf}} \cdot \varepsilon \cdot \delta \cdot (T_s^4 - T_{\text{amb}}^4) = 1.557 \cdot \text{kW}
 \end{aligned}$$

Convection

Casing is affected by forced and free convection

+

$$\begin{aligned}
 A_{\text{forced}} &:= 2\text{m}^2 \\
 A_{\text{free}} &:= A_{\text{surf}} - A_{\text{forced}} = 2.5\text{m}^2
 \end{aligned}$$

Cooling fins

$$\begin{aligned}
 L_{\text{fin}} &:= 16\text{m} & \text{total length of fins in casing} \\
 b &:= 9\text{mm} & \text{thickness of fin} \\
 l_{\text{fin}} &:= 55\text{mm} & \text{fin depth / "lenght"} \\
 k_{\text{fin}} &:= 55 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} & \text{fin conductivity, cast iron} \\
 \theta_0 &:= T_s - T_{\text{amb}} = 50\text{K} & \text{fin temperature diff.} \\
 A_{\text{fin}} &:= L_{\text{fin}} \cdot l_{\text{fin}} = 0.88\text{m}^2 & \text{surface area of fins}
 \end{aligned}$$

LIITE F: 2-PORTAISEN VAIHTEEN JÄÄHTYMISTEHO LÄMMÖN-SIIRRON LASKENTAKAAVOILLA

$$L_{\text{finFree}} := L_{\text{fin}} \cdot \frac{A_{\text{free}}}{A_{\text{surf}}} = 8.889 \text{ m} \quad \text{length of fins in free conv. zone}$$

$$L_{\text{finForced}} := L_{\text{fin}} \cdot \frac{A_{\text{forced}}}{A_{\text{surf}}} = 7.111 \text{ m} \quad \text{length of fins in forced conv. zone}$$

Natural convection on vertical plate

$$\beta := \frac{1}{T_{\text{amb}}} \quad Gr_{\text{crit}} := \frac{10^9}{Pr} = 1.429 \times 10^9$$

$$Gr := \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{\text{amb}}) \cdot x^3}{\nu^2} = 1.388 \times 10^9 \quad \text{Flow is laminar}$$

$$Nu_x := \frac{0.503}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{4}} = 68.056 \quad \text{Laminar}$$

$$Nu_n := \frac{4}{3} \cdot Nu_x = 90.742$$

$$h_x := \frac{Nu_n \cdot k}{x} = 3.932 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Effect of fins on free convection

$$m_{\text{finFree}} := \sqrt{\frac{2 \cdot h_x}{k_{\text{fin}} \cdot b}} = 3.986 \frac{1}{m} \quad \eta_{\text{free}} := \frac{\tanh(m_{\text{finFree}} \cdot l_{\text{fin}})}{m_{\text{finFree}} \cdot l_{\text{fin}}} = 0.984$$

$$\phi_{\text{free}} := m_{\text{finFree}} \cdot k_{\text{fin}} \cdot b \cdot \tanh(m_{\text{finFree}} \cdot l_{\text{fin}}) \cdot \theta_0 = 21.287 \cdot \frac{W}{m}$$

Heat transfer on free convection zone

$$Q_{\text{free}} := h_x \cdot A_{\text{free}} \cdot (T_s - T_{\text{amb}}) + \phi_{\text{free}} \cdot L_{\text{finFree}} = 680.733 \text{ W}$$

LIITE F: 2-PORTAISEN VAIHTEEN JÄÄHTYMISTEHO LÄMMÖN-SIIRRON LASKENTAKAAVOILLA

Forced convection on flat vertical plate

$$V_{\text{air}} := 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{average air velocity in forced convection zone}$$

$$l_x := 0.6 \text{ m} \quad \text{length of flow filament (forced conv.)}$$

$$\text{Re} := \frac{V_{\text{air}} \cdot l_x}{\nu} \quad \text{flow is turbulent because of a fan}$$

$$\text{Nu} := 0.0297 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.6} = 396.475 \quad \text{for turbulent flow}$$

$$h := \frac{\text{Nu} \cdot k}{l_x} = 17.181 \cdot \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2}$$

Effect of fins on forced convection

$$m_{\text{finForced}} := \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k_{\text{fin}} \cdot b}} = 8.332 \frac{1}{\text{m}} \quad \eta_{\text{forced}} := \frac{\tanh(m_{\text{finForced}} \cdot l_{\text{fin}})}{m_{\text{finForced}} \cdot l_{\text{fin}}} = 0.935$$

$$\phi_{\text{forced}} := m_{\text{finForced}} \cdot k_{\text{fin}} \cdot b \cdot \tanh(m_{\text{finForced}} \cdot l_{\text{fin}}) \cdot \theta_0 = 88.391 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}}$$

Heat transfer on forced convection zone

$$Q_{\text{forced}} := h \cdot A_{\text{forced}} \cdot (T_s - T_{\text{amb}}) + \phi_{\text{forced}} \cdot L_{\text{finForced}} = 2.347 \times 10^3 \text{ W}$$

Results

$$Q_{\text{rad}} = 1.557 \times 10^3 \text{ W} \quad Q_{\text{free}} = 680.733 \text{ W} \quad Q_{\text{forced}} = 2.347 \times 10^3 \text{ W}$$

$$Q := Q_{\text{free}} + Q_{\text{forced}} + Q_{\text{rad}} = 4.584 \times 10^3 \text{ W}$$

LIITE G: TERMISEN TEHON LASKENTAOHJE SANTASALO SAD3000

Vaihteen termisen teho PT saadaan kaavasta:

$$PT = [fT (T_0 - T_u - 5) - \Delta T_0] \cdot \frac{\alpha_a \cdot 100 \cdot A \cdot fr}{s \cdot f_{alt}}, [kW]$$

jossa

fT = kerroin tuulettimelle ja käyttökertoimelle

T_0 = öljysumpun pintalämpötila

T_u = ympäristön lämpötila

ΔT_0 = tyhjäkäyntilämpenemä

α_a = lämmönsiirtokerroin, yhdistetty konvektio ja säteily

A = kotelon pinta-ala

fr = kerroin jäähdytysrivoille

s = portaiden lukumäärä

f_{alt} = kerroin asennuskorkeudelle